

Estudio y diseño de una hélice para el yate Viudes 45

Trabajo Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Christian Castañé Bellver

Dirigido per:
Daniel Yebra

Grado en Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, 10/06/2018

Departamento de Ciencias y Tecnología Náutica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Facultat de Nàutica de Barcelona

Resumen

Este trabajo de final de grado busca el dimensionamiento del sistema propulsivo del yate Viudes 45, ciñéndonos principalmente en la hélice y todo lo inherente a ella.

La metodología para resolver este problema se puede dividir en tres apartados:

En primer lugar, partiendo de las especificaciones del yate Viudes 45 ofrecidas por la empresa española Isonaval, se ha calculado la resistencia al avance y la potencia necesaria para mover el buque a la velocidad de diseño. Este proceso se ha llevado a cabo mediante métodos de cálculo estadísticos, que son los que ofrecen fórmulas de cálculo en base a estudios de regresión, concretamente se ha utilizado el método de Holtrop y Mennen.

En segundo lugar, se ha determinado la hélice óptima para las formas del proyecto del buque usando para ello la serie B. Dicha serie está formada por un conjunto de hélices relacionadas sistemáticamente entre sí, de las que se conocen los resultados de su funcionamiento en aguas tranquilas. Nuestro estudio se ha realizado para tres casos de hélices (3,4,5 palas) basándose su optimización en el uso de la metodología Simplex, dentro del complemento Solver del Excel. A partir las características de la hélice escogida, junto con las pérdidas de energía producidas por causas hidrodinámicas y mecánicas, se ha calculado los diferentes rendimientos propulsivos, con la finalidad de poder dimensionar la potencia necesaria del motor. Paralelamente, se ha generado un dibujo tridimensional de la geometría de la hélice a partir del programa AutoCAD.

Finalmente, partiendo de las fuerzas de empuje, de par y la centrífuga se han calculado las tensiones máximas que puede soportar dicha pala en la sección de la raíz, ya que es el punto donde se encuentra el mayor brazo flector.

Debido a que este trabajo pretende situarse en las fases prematuras del proyecto, todos los resultados obtenidos, son aproximaciones para determinar la posible viabilidad del mismo, los cuales son totalmente susceptibles de posteriores modificaciones, según se avance en la espiral del proyecto.

Abstract

This Bachelor project seeks the dimensioning of the propulsion system of the Viudes 45 yacht, focusing mainly on the propeller and everything inherent to it.

The methodology to solve this problem can be divided into three sections:

First, based on the specifications of the Viudes 45 yacht offered by the Spanish company Isonaval, the resistance to the advance and the necessary power to move the ship at design speed has been calculated. This process has been carried out using statistical calculation methods, which are those that offer calculation formulas based on regression studies, specifically the Holtrop and Mennen method.

Secondly, the optimal helix for the project forms of the vessel has been determined using the series B for this purpose. This series is formed by a set of propellers systematically related to each other, of which the results of their operation in water are known. Our study has been carried out for three cases of propellers (3,4,5 blades) based on their optimization in the use of the Simplex methodology, within the Solver complement of Excel. From the characteristics of the chosen helix, together with the energy losses produced by hydrodynamic and mechanical causes, the different propulsive performances have been calculated, with the purpose of being able to dimension the necessary motor power. In parallel, a three-dimensional drawing of the geometry of the propeller has been generated from the AutoCAD program.

Finally, starting from the forces of thrust, torque and centrifuge have calculated the maximum stress that can support the blade in the section of the root, since it is the point where the largest bending arm is.

Because this work pretends to be in the early phases of the project, all the results obtained are approximations to determine the possible viability of the project, which are totally susceptible to further modifications, as the project spiral progresses.

Tabla de contenidos

RESUMEN	II
ABSTRACT	III
TABLA DE CONTENIDOS	IV
LISTADO DE FIGURAS	VII
LISTADO DE TABLAS	IX
0. INTRODUCCIÓN	11
1. ESPECIFICACIONES DE PROYECTO	12
2. COEFICIENTES DE FORMAS DEL BUQUE	13
2.1. Coeficiente de Bloque	13
2.2. Coeficiente de la maestra	14
2.3. Coeficiente Prismático	14
2.4. Coeficiente de la flotación	15
2.5. Posición longitudinal del centro de carena	15
3. PREDICCIÓN DE LA RESISTENCIA TOTAL Y POTENCIA EFECTIVA	17
3.1. Método Holtrop y Mennen	17
3.1.1. Resistencia Viscosa	21
3.1.2. Resistencia de los apéndices	22
3.1.3. Resistencia formación olas	24
3.1.4. Resistencia bulbo de proa	25
3.1.5. Resistencia espejo popa	26
3.1.6. Resistencia relación modelo-buque	26
3.1.7. Resistencia rugosidad del casco	26
3.1.8. Resistencia total	27
3.1.9. Potencia efectiva de empuje	28
4. COEFICIENTES PROPULSIVOS	30
4.1. Coeficiente de estela	30
4.1.1. Cálculo coeficiente de estela	32

4.2. Coeficiente de succión	33
4.2.1. Cálculo coeficiente de succión	33
5. HÉLICE	34
5.1. Partes de la hélice.....	34
5.2. Serie B de Wageningen	37
5.2.1. Restricciones	37
5.2.2. Obtención de la hélice óptima	42
5.2.2.1. Análisis dimensional	44
5.2.2.2. Coeficientes KT y KQ	46
5.2.2.3. Rendimiento en aguas libres	50
5.3. Rendimientos propulsivos del buque	54
5.3.1. Rendimiento rotativo-relativo	54
5.3.2. Rendimiento mecánico	55
5.3.3. Rendimiento propulsivo	56
5.4. Estimación de la potencia de la planta propulsora	57
5.5. Geometría de la hélice	62
5.5.1. Cálculo de la cuerda	62
5.5.2. Cálculo de la generatriz	62
5.5.3. Cálculo de la línea de máximo espesor	63
5.5.4. Dimensionamiento de las secciones de la pala	65
6. COMPROBACIÓN DE LA RESISTENCIA MECÁNICA	81
6.1. Método Viga en Voladizo	81
6.1.1. Cálculo del área	83
6.1.2. Cálculo del módulo resistente	84
6.1.3. Cálculo de la masa	85
6.1.4. Cálculo del centroide	86
6.1.5. Cálculo de la inercia	86
6.1.6. Cálculo fuerza centrífuga	87
6.1.7. Cálculo de la tensión de tracción máxima	87
7. CONCLUSIONES	89
8. BIBLIOGRAFÍA	90

Anexo A: Cálculo resistencia por formación de olas	91
Anexo B: Tabla complementaria Resistencia del bulbo de proa	94
Anexo C: Normativa DNV GL de los huelgos mínimos con el casco para buques de doble hélice	95
Anexo D: Cálculo Coeficientes KT y KQ	97
Anexo E: Rendimiento propulsivo	104
Anexo F: Análisis Dimensional	106
Anexo G: Plano de la hélice	109
Anexo H: Motor Wärtsilä 4L20	111

Listado de figuras

Figura 1: Viudes 45

Figura 2: Dimensiones principales del buque y coeficientes de formas

Figura 3: Curva de velocidades placa plana

Figura 4: VEE strut bossing

Figura 5: Ensayo de remolque

Figura 6: Estudio de Wigley

Figura 7: Fragata con bulbo de proa

Figura 8: Espejo de popa

Figura 9: Gráfico Velocidad vs Resistencias

Figura 10: Gráfico Velocidad vs Resistencia total

Figura 11: Gráfico Velocidad vs EHP

Figura 12: Desprendimiento capa límite

Figura 13: Estela potencia (a), estela viscosa (b) y estela orbital (c)

Figura 14: Partes de una pala

Figura 15: Relación paso - ángulo de ataque

Figura 16: Relación área expandida-área disco (Autocad)

Figura 17: Líneas de flujo laminar a través de sección de la pala

Figura 18: Definición función a maximizar (Solver)

Figura 19: Definición de las variables (Solver)

Figura 20: Definición de las restricciones en la serie B (Solver)

Figura 21: Nomenclatura de las potencias en las fases del sistema propulsivo

Figura 22: Gráfica de la potencia de diseño

Figura 23: Gráfico de la potencia sucia y limpia

Figura 244: Wärtsilä 4L20

Figura 25: Perfiles expandidos

Figura 26: Elementos de la sección de la pala Figura 27: Sección 0,2 R

Figura 28: Sección 0,3 R

Figura 29: Sección 0,4 R

Figura 30: Sección 0,5 R

Figura 31: Sección 0,6 R

Figura 32: Sección 0,7 R

Figura 33: Sección 0,8 R

Figura 34: Sección 0,9 R

Figura 35: Ángulo de ataque de la sección 0,3 R

Figura 36: Vista alzado hélice Caso A

Figura 37: Vista perfil hélice Caso A

Figura 38: Vista isométrica hélice caso A

Figura 39: Hélice caso A

Figura 40: Método de la viga en voladizo

Figura 41: Brazo del momento flector

Figura C.1: Normativa DNV-GL huelgos mínimos

Figura G.1: Plano de la hélice

Figura H.1: Plano del motor

Listado de tablas

- Tabla 1: Resumen de las dimensiones principales del Viudes 45
- Tabla 2: Resumen coeficientes de forma
- Tabla 3: Coeficientes de forma de la popa
- Tabla 4: Coeficientes de forma de los apéndices
- Tabla 5: Comparación nº Froude vs Resistencia viscosa
- Tabla 6: Resistencias Viudes 45 mediante método Holtrop y Mennen
- Tabla 7: Cálculo potencia efectiva de remolque
- Tabla 8: Resumen datos propulsivos del buque
- Tabla 9: Criterio de Kellner
- Tabla 10: Coeficientes KQ
- Tabla 11: Coeficientes KT
- Tabla 12: Resultados Caso A
- Tabla 13: Resultados Caso B
- Tabla 14: Resultados Caso C
- Tabla 15: Resumen de los valores de los rendimientos mecánicos
- Tabla 16: Resumen hélice caso A
- Tabla 17: Resumen longitudes de las cuerdas
- Tabla 18: Resumen posición de la línea generatriz respecto el borde de entrada
- Tabla 19: Resumen posición de la línea de máximo espesor respecto el borde de entrada
- Tabla 20: Resumen espesores máximos
- Tabla 21: Espesor de los bordes de entrada y salida
- Tabla 22: Coeficientes V1
- Tabla 23: Coeficientes V2
- Tabla 24: Resumen ángulos de ataque
- Tabla 25: Cálculo área por método de Simpson
- Tabla 26: Cálculo módulo resistente por método de Simposon
- Tabla 27: Cálculo del volumen por método de Simpson
- Tabla 28: Cálculo del centroido por el método de Simpson
- Tabla 29: Cálculo de la inercia por el método de Simpson
- Tabla 30: Resumen de las tensiones de la pala

Tabla A.1: Resumen Resistencia por formación de olas

Tabla 1.B: Resmuen resistencia del bulbo de proa

Tabla C.1: Cálculos huelgos mínimos

Tabla D.1: Datos hèlice caso A

Tabla D.2: Resultados KQ caso A

Tabla D.3: Resultados KT caso A

Tabla D.4: Datos hèlice caso B

Tabla D.5: Resultados KQ caso B

Tabla D.6: Resultados KT caso B

Tabla D.7: Datos hèlice caso C

Tabla D.8: Resultados KQ caso C

Tabla D.8: Resultados KT caso C

0. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este Trabajo de Final de Grado consiste en dimensionar parte del sistema propulsivo del yate Viudes 45, de la empresa Viudes Yacht, formado por la hélice y el motor. Para conseguir tal objetivo, el proyecto se dividirá en tres secciones muy diferenciadas, cada una de ellas estudiando aspectos concretos tanto del sistema propulsivo como del buque en sí, y estas son: el cálculo de la resistencia total del buque y la potencia necesaria; la selección de la hélice óptima junto con la generación de su modelo tridimensional y finalmente, la comprobación de la resistencia de dicha hélice frente a las fuerzas mecánicas e hidrodinámicas.

En la primera parte del trabajo, se pretende calcular la potencia total que ha de ejercer la planta propulsora del buque, en su velocidad de diseño, para poder vencer la resistencia que se opone a su movimiento. Este apartado se realizará mediante métodos estadísticos, más concretamente el método de Holtrop y Mennen, que, a partir de las principales dimensiones y relaciones del buque, nos permitirá hacer aproximaciones de las distintas componentes de la resistencia total del buque.

Posteriormente, con los resultados del Método de Holtrop y Mennen, se estudiarán tres casos de hélices de la serie B, diferenciados principalmente por el número de palas (3,4 y 5 palas). Los valores del diámetro de la hélice se obtendrán de los huelgos mínimos estipulados por la sociedad de clasificación y también se estudiará cómo se produce el fenómeno de la cavitación, para evitar que este se manifieste en nuestra hélice.

Una vez determinados los principales parámetros se procederá a la optimización de los resultados y la selección de la hélice óptima, de la que se dibujará su geometría y se realizará un dibujo tridimensional.

Finalmente, se calcularán los esfuerzos máximos a soportar por parte de la hélice en la sección más cercana al eje, ya que esta es la que sufre más esfuerzos.

1.ESPECIFICACIONES DE PROYECTO

El yate Pride, también conocido como Viudes 45, es un yate a motor de 44,8 m de eslora y 420 toneladas de desplazamiento, cuyo proyecto ha sido desarrollado por la empresa española Isonaval, bajo el encargo de Viudes Yachts. El Viudes 45 está cuenta con un casco hecho completamente de acero y un doble sistema propulsivo, junto con un bulbo de proa que le otorgan características muy especiales. Por lo que hace la superestructura, esta está construida mediante aluminio y cuenta con 3 cubiertas que permiten alojar un total de 9 tripulantes y 12 invitados distribuidos en un total de seis cabinas.



Figura 1: Viudes 45

Especificaciones del proyecto

- Eslora 44,8 metros
- Manga 9,5 metros
- Puntal 4,5 metros
- Calado 2,6 metros
- Desplazamiento 420 toneladas
- Velocidad de diseño 15 Kn

2. COEFICIENTES DE FORMAS DEL BUQUE

Siempre que se empieza a realizar el dimensionamiento de cualquier proyecto es fundamental tener una idea de cómo serán las formas de este, para luego poder predecir su comportamiento. Los diferentes coeficientes de forma son relaciones adimensionales que, a partir de las principales dimensiones estipuladas en las especificaciones del buque, como por ejemplo la eslora, la manga o el calado, permiten aproximar las formas que tendrá la carena del buque y en nuestro caso, nos permitirán obtener la resistencia al movimiento que ejerce el fluido en el casco.

2.1 Coeficiente de Bloque, CB

El coeficiente de bloque es un número adimensional que relaciona el volumen de agua que desplaza la carena del buque con el paralelepípedo formado por la eslora, manga y calado [figura 2]. Este se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$CB = \frac{\nabla}{L_{wl} \cdot B \cdot T}$$

Donde: ∇ = Volumen de carena [m³]

L_{wl} = Eslora en la flotación [m]

B = Manga [m]

T = Calado [m]

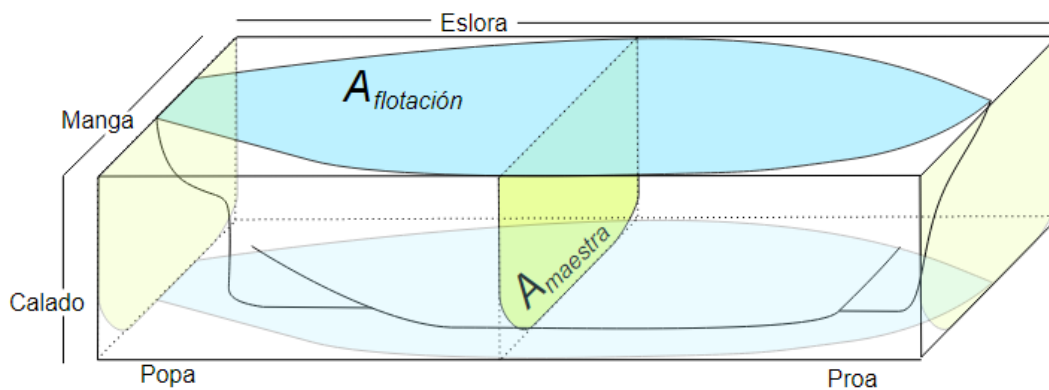


Figura 2: Dimensiones principales y coeficientes de formas del buque

En comparación con los buques mercantes, los yates, y en general las embarcaciones rápidas, tienden a tener valores de coeficiente de bloque bastante más pequeños, aproximadamente este se encuentra en un rango de 0,35 y 0,55. El principal motivo es debido a que son embarcaciones destinadas al recreo y se centran, sobre todo, en disponer de formas finas que permitan reducir al máximo la resistencia al avance.

2.2 Coeficiente de la Maestra, CM

El coeficiente de la maestra es un número adimensional que relaciona el área de la sección media sumergida del buque, con un rectángulo situado en el mismo plano cuyos costados son la manga y el calado [figura 2]. El coeficiente de la maestra se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$CM = \frac{AM}{B \cdot T}$$

Donde $AM = \text{Área de la sección media bajo la línea de flotación [m}^2\text{]}$

$B = \text{Manga [m]}$

$T = \text{Calado [m]}$

Según una publicación de National Institute for Public Health and the Environment [5], diferentes investigadores e ingenieros han llevado a cabo recopilaciones de datos de las principales relaciones adimensionales de los yates a motor, en donde se ha llegado a la conclusión que los de nueva construcción suelen tener valores de coeficiente de maestra que oscilan en un rango entre 0,65 y 0,85.

2.3 Coeficiente Prismático, CP

El coeficiente prismático es un número adimensional que relaciona el volumen de líquido desplazado por la carena con el área de la maestra y la eslora en la línea de flotación. En otras palabras, nos ofrece una idea de cómo se distribuye el volumen de la carena a lo largo de la eslora del buque. El coeficiente prismático se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$CP = \frac{\nabla}{AM \cdot Lwl}$$

Donde $\nabla = \text{Volumen de carena}$

$AM = \text{Área de la sección media bajo la línea de flotación}$

$Lwl = \text{Eslora en la línea de flotación}$

Determinados el coeficiente de bloque y el coeficiente de la maestra, el prismático queda totalmente definido a partir de la siguiente relación:

$$CP = \frac{CB}{CM}$$

2.4 Coeficiente de la Flotación, CF

El coeficiente de la flotación es un número adimensional que relaciona el área del buque que se encuentra en la línea de flotación, con el rectángulo formado por la eslora y la manga situado en el mismo plano de flotación. Este se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$CF = \frac{A_{wl}}{L_{wl} \cdot B}$$

Donde A_{wl} = Área en la línea de flotación

L_{wl} = Eslora en la línea de flotación

B = Manga en la flotación

Debido al desconocimiento del área de flotación, este coeficiente se aproximará a partir de la siguiente fórmula:

$$CF = 1 - 0,3 (1 - CP)$$

2.5 Posición longitudinal del centro de carena, XCC

La posición longitudinal del centro de carena indica la distancia entre el centro de la carena, es decir, el punto donde se aplica el empuje vertical producido por el volumen agua desplazado por el casco y la sección media del buque. Esta se calcula a partir de la siguiente fórmula establecida por L.Troost:

$$X_{cc} = (17,5 - 12,5 \cdot CP) \cdot \frac{L_{pp}}{100}$$

Donde: CP = Coeficiente prismático

L_{pp} = Eslora entre perpendiculares

Para embarcaciones como la que estamos estudiando, es decir, aquellas relativamente rápidas, este valor prácticamente siempre suele ser negativo e indica que la carena se concentra en las zonas situadas a popa de la sección media. La explicación de este resultado se basa en que gran parte de la resistencia al avance que generan dichas embarcaciones es producida como resistencia por formación de olas y, por tanto, necesitan formas de proa muy finas y suaves.

En el caso del Viudes 45, esto no sucede así, ya que este se desmarca de la construcción clásica de los yates con la introducción de un bulbo de proa para intentar minimizar esta resistencia. El bulbo de proa,

aunque vaya en contra de lo que se ha explicado anteriormente de la necesidad de los buques rápidos de disponer de formas de proa suave, también puede generar aportaciones beneficiosas de cara a la resistencia al avance, generando un tren de olas adicional, que ayude a reducir la resistencia por formación de olas total.

Datos Viudes 45		
Eslora total	LOA	44,8 m
Eslora entre perpendiculares	Lpp	42,11 m
Manga	B	9,5 m
Calado de proa	Tpr	2,6 m
Calado de popa	Tpp	2,6 m
Calado medio	T	2,6 m
Puntal	D	4,5 m
Superficie mojada	S	405,28 m ²
Volumen de carena	V	409,76 m ³
Desplazamiento	Δ	420 t
Gross Tonnage	GT	499 t
Velocidad buque	Vs	15 Kn
Superficie transversal bulbo	Abt	2,75 m ²
Altura del centro bulbo-línea base	Hb	1,8 m

Tabla 1: Resumen de las dimensiones principales del Viudes 45

Coeficientes Dimensionamiento	
CB	0,3939
CM	0,8680
CP	0,4538
CF	0,8361
XCC	-1,9196

Tabla 2: Resumen coeficientes de forma

3.PREDICCIÓN DE LA RESISTENCIA TOTAL Y POTENCIA EFECTIVA

El buque, como cualquier otro cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido, encuentra una resistencia al avanzar por este que es función de numerosas variables como, por ejemplo: la velocidad de avance, el desplazamiento, la forma del casco, la densidad y viscosidad del fluido, la rugosidad de la superficie del casco, etc. El objetivo principal del sistema propulsivo, es encontrar un conjunto formado por motor, reductora, eje y hélice, que consiga ejercer el empuje suficiente para poder vencer la resistencia generada por el casco y llegar a la velocidad de las especificaciones de diseño.

Para calcular la resistencia total del buque existen tres métodos:

- Métodos experimentales: Se basan en la construcción de modelos, es decir, recreaciones del buque en una escala reducida, con la finalidad de poder realizar pruebas de una forma sencilla y económica. Esto es posible, gracias a la construcción de los canales de ensayo, que consisten en piscinas rectangulares con varias decenas de metros de longitud, donde en la parte superior hay un sistema de raíles sobre los cuales se encuentra montado un carro remolcador. La principal función del carro es permitir, por una parte, el acoplamiento del cuerpo que se quiere estudiar al sistema de raíles y por otra, hacer que este avance según las necesidades del ensayo. Gracias al ensayo de remolque, se pueden obtener datos muy valiosos para el proyecto como por ejemplo la resistencia total que ejerce la carena o la forma de los patrones de la olas y estelas. Estos resultados se pueden extrapolar, con cierto error, al tamaño del buque real, siendo un método que se suele utilizar en fases avanzadas del proyecto para confirmar las predicciones hechas en fases anteriores.
- Métodos numéricos: Se basan en programas informáticos que utilizan el análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) y permiten simulaciones del buque en sus diferentes condiciones. Algunos programas conocidos en el ámbito naval son Catia o Maxsurf que brindan la ventaja de poder añadir distintos tipos de modificaciones según el proyecto va madurando. Su gran desventaja es la necesidad de obtener las formas del buque en 3D, cosa que requiere de un gran nivel de conocimiento a nivel de diseño de ordenador.
- Métodos estadísticos: Se basan en análisis de regresión hechos a partir de información recopilada de una gran cantidad de ensayos, tanto de buques modelo como de buques reales. Su principal ventaja, y el factor más importante por el cual son tan populares es su relativa sencillez, en comparación con los otros dos anteriores. Los métodos estadísticos permiten una primera aproximación a partir de un conjunto de coeficientes y fórmulas, muchas de ellas definidas en las especificaciones del proyecto. Es importantes destacar, que solo sirven como primera aproximación, ya que los resultados que ofrecen no suelen tener una gran precisión.

3.1 Método Holtrop y Mennen.

Este método estadístico publicado en 1977 [9] por el investigador J. Holtrop sirve para la predicción de la resistencia total y la potencia propulsiva del buque. Actualmente, este es el más conocido y extendido gracias a su relativa simplicidad, porque se basa en un conjunto de fórmulas y coeficientes, obtenidos a partir de un análisis de regresión de información recopilada en diferentes ensayos de buques reales y modelos. Más concretamente, la base de datos sobre la que se realizó este análisis está formada por 1707 *ensayos de remolque*¹ y 1287 *ensayos de autopropulsión*², que, junto con posteriores estudios de correlación hechos a aproximadamente 60 buques de nueva construcción, han permitido desarrollar un método bastante preciso para la estimación de la potencia en fases tempranas del proyecto.

A lo largo de los años desde el primer artículo de J. Holtrop en 1977, ha habido sucesivas publicaciones en 1978, 1982 y 1984 que han servido para mejorar el procedimiento original, permitiendo aumentar el rango de aplicación de este e incluyendo buques con diferentes tipos de formas como por ejemplo buques rápidos con formas finas o buques lentos y con formas más llenas. A pesar de este aumento, el método sigue teniendo limitaciones a la hora de su aplicación que son:

$$Fn^3 < 0,45$$

$$3,9 < \frac{L_{pp}}{B} < 9,5$$

$$0,55 < C_p < 0,85$$

Se puede observar, que el coeficiente prismático obtenido en la sección anterior no entra dentro de los límites teóricos de aplicación dicho método, pero se optará por seguir utilizándolo, debido a que nos encontramos en una fase temprana del proyecto y es necesario una aproximación de la resistencia, a pesar del grado de error que pueda llegar a tener el resultado.

Según el método de Holtrop y Mennen, la resistencia total del buque se puede dividir en seis factores que son:

$$RT = R_v + R_{app} + R_w + R_b + R_{tr} + R_a$$

Donde $RT = \text{Resistencia total}$

$R_v = \text{Resistencia viscosa}$

1_Ensayo de remolque: ensayo realizado en canales hidrodinámicos donde un modelo es arrastrado mediante un carro móvil y sirve para estudiar el mapa de olas generado por dicho casco al avanzar a través del fluido. Los resultados de este ensayo se pueden extrapolar al comportamiento que tendrá el buque real.

2_Ensayo auto propulsivo: ensayo realizado en canales hidrodinámicos donde se coloca una hélice que propulsa un modelo. Sirve para estudiar la influencia que tienen las formas de la carena del buque y como modifican el flujo incidente a la hélice.

3_Número de Froude: número adimensional que relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y las fuerzas de gravedad que actúan en un fluido. Para buque este se calcula como: $Fn = \frac{V}{\sqrt{g \cdot l}}$, siendo "v" la velocidad del buque, "g" la gravedad y "l" la eslora.

R_{app} = Resistencia de los apéndices

R_w = Resistencia por formación de olas

R_b = Resistencia de presión ejercida por el bulbo de proa

R_{tr} = Resistencia del espejo de popa

R_a = Resistencia adicional relación modelo – buque

Resistencia Viscosa, R_v

El agua es un fluido viscoso de forma que, al entrar en contacto con un cuerpo o superficie, crea una delgada capa llamada capa límite donde las velocidades del flujo se ven perturbadas. Dentro de esta capa, como se puede observar en la [figura 3](#), la lámina del flujo más cercana al casco (línea azul más próxima a la placa móvil) tiene la misma velocidad que este, por lo que permanece pegada. Junto a esta lámina podemos imaginar otra que es arrastrada por la primera, pero que por efectos de la viscosidad del fluido no es solidaria y avanza a una velocidad ligeramente menor. De esta manera, la influencia del casco en las sucesivas láminas va siendo cada vez menor, hasta llegar a un punto donde el fluido no se ve alterado.

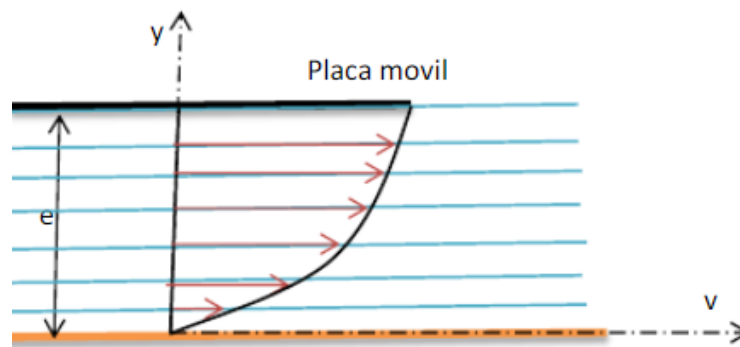


Figura 3: Curva de velocidades placa plana

La resistencia viscosa está formada por otros dos términos:

$$R_v = R_f \cdot (1 + k_1)$$

Donde R_f = Resistencia de Fricción

$(1 + k_1)$ = Factor de forma

Resistencia de Fricción, R_f

La obtención de la resistencia de fricción se basa en asimilar que la resistencia del buque es igual a la de una placa plana [\[figura3\]](#) que tiene un área de superficie mojada igual a la del buque que se está estudiando, debido a que existen fórmulas empíricas que permiten el cálculo de dicho coeficiente de fricción en función del *número de Reynolds*⁴.

La resistencia de fricción se obtiene a partir de la siguiente fórmula, donde C_f es el coeficiente adimensional de fricción, calculado por la línea propuesta por el ITTC⁵ 1957:

$$R_f = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_f \cdot S \cdot V^2$$

$$C_f = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn - 2)^2}$$

Donde $\rho = \text{Densidad del agua } [1025 \frac{Kg}{m^3}]$

$C_f = \text{Coeficiente de fricción}$

$S = \text{Superficie mojada } [m^2]$

$V = \text{Velocidad del buque } [\frac{m}{s}]$

$Rn = \text{Número de Reynolds}$

Factor de forma del buque, (1+k1)

Se entiende como factor de forma a la corrección que se le ha de aplicar al cálculo de la resistencia de fricción de la placa plana, debido a las complicadas formas que tiene el casco del buque. El cálculo del factor de forma se obtendrá a partir de la siguiente fórmula:

$$(1 + k_1) = 0,93 + 0,487118 \cdot (1 + 0,011 \cdot C_{stern}) \cdot \left(\frac{B}{L_{pp}}\right)^{1,06806} \cdot \left(\frac{T}{L_{pp}}\right)^{0,46106} \cdot \left(\frac{LWL}{L_r}\right)^{0,121563} \cdot \left(\frac{LWL^3}{\nabla}\right)^{0,36486} \cdot (1 - C_p)^{-0,604247}$$

Donde $B = \text{Manga } [m]$

$L_{pp} = \text{Eslora entre perpendiculares } [m]$

$Lwl = \text{Eslora en la línea de flotación } [m]$

$T = \text{Calado } [m]$

$\nabla = \text{Volumen de carena } [m^3]$

$C_p = \text{Coeficiente prismático}$

4_ Número de Reynolds: Número adimensional que sirve para caracterizar el movimiento de un fluido, es decir, si este sigue un modelo laminar o turbulento. El número de Reynolds relaciona la densidad, velocidad característica y la viscosidad dinámica del fluido.

5_ International Towing Tank Conference.

$$Lr = Lwl \cdot \left(1 - Cp + \frac{0.06 \cdot Cp \cdot XCC}{4 \cdot Cp - 1} \right) \text{ [m]}$$

XCC = Posición longitudinal del centro de carena

C_{stern} = Coeficiente en función de la forma de popa.

Afterbody form	C_{stern}
Pram with gondola	-25
V-shaped sections	-10
Normal section ship	0
U-shaped sections with Hogner stern	10

Tabla 3: Coeficientes de forma de la popa [10]

3.1.2 Resistencia de los apéndices, R_{ap}

La resistencia de los apéndices se cuantifica como un tipo de resistencia viscosa generada por las diferentes extensiones del casco, como por ejemplo timones, quillas de balance o estabilizadores. Se obtiene siguiendo el mismo procedimiento que en el cálculo de resistencia viscosa:

$$R_{ap} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_f \cdot S_{ap} \cdot (1 + k_2)_{equiv}$$

Donde ρ = Densidad $[1025 \frac{Kg}{m^3}]$

V = Velocidad del buque $[\frac{m}{s}]$

C_f = Coeficiente de Fricción ITTC 1957

S_{ap} = Superficie de los apéndices $[m^2]$

$(1 + k_2)_{equiv}$ = Factor de forma de los apéndices

El Viudes 45 cuenta con dos estabilizadores, que son mecanismos de control dinámico para hacer correcciones de escora durante la navegación; dos timones, situados cada uno detrás de sus respectivas hélices; dos ejes, que transmiten la fuerza desde el motor hasta la hélice y finalmente dos "VEE Strut bossing" [figura 4] que sirven para soportar el eje de cola, en el tramo que se sitúa fuera del buque. El factor de forma de los apéndices se calcula con la siguiente fórmula:

$$(1 + k_2)_{equiv} = \frac{\sum (1 + k_2) \cdot S_{ap}}{\sum S_{ap}}$$

En la que los factores de forma específicos para cada tipo de apéndice vienen definidos en la siguiente tabla:

Appendage type	$(1 + k_2)$
Rudder behind skeg	1.5–2.0
Rudder behind stern	1.3–1.5
Twin-screw balanced rudders	2.8
Shaft brackets	3.0
Skeg	1.5–2.0
Strut bossings	3.0
Hull bossings	2.0
Shafts	2.0–4.0
Stabilizer fins	2.8
Dome	2.7
Bilge keels	1.4



Tabla 4: Coeficientes de forma de los apéndices [10]

Figura 4: VEE strut bossing

3.1.3 Resistencia por formación de olas, R_w

La resistencia por formación de olas es, junto con la resistencia viscosa, la más importante de todas y su aparición se debe a la disipación de la energía del casco en forma de *energía potencial gravitatoria*⁶.

Como se explicará con más detalle en el siguiente apartado (coeficiente de estela), el buque al desplazarse por el fluido, genera perturbaciones de presión a lo largo de la carena siendo la popa y la proa zonas de altas presiones, mientras que en la parte central del buque se produce una zona de baja presión. Este campo de presiones afecta al contorno del buque, originando sistemas de olas perfectamente definidos, que se pueden definir como la energía disipada para acelerar las partículas del agua verticalmente contra la fuerza de la gravedad.



Figura 5: Ensayo de remolque

El investigador Wigley, en 1931 y con la finalidad de poder entender con un poco más de profundidad este fenómeno, hizo un estudio que se basaba en un conjunto de ensayos mediante un elemento de forma fusiforme, del que consiguió separar cinco sistemas de olas:

6_Energía potencial: Se entiende como aquella energía que posee un cuerpo por el hecho de encontrarse bajo la acción de la gravedad. Este viene dado por la siguiente ecuación: $E_p = m \cdot g \cdot h$; donde m es la masa del cuerpo, g es el valor de la gravedad [$9,81 \text{ m/s}^2$] y h es la altura a la que se encuentra el cuerpo.

- Un tren de olas simétrico a lo largo del perfil del artefacto y que viajaba con él, debido a la simetría que tenía no absorbía ningún tipo de energía. (1)
- Un sistema que comenzaba en la proa con una cresta. (2)
- Un hombro de proa que comenzaba con una depresión. (3)
- Un hombro de popa que comenzaba con una depresión. (4)
- Un sistema de popa que comenzaba con una cresta. (5)

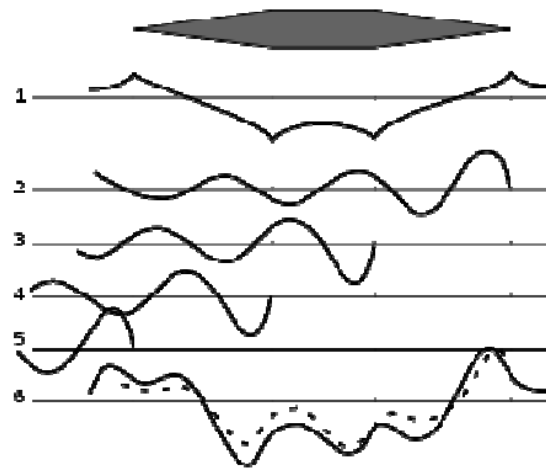


Figura 6: Estudio de Wigley [1]

De la [figura 6](#), se puede observar que la línea número 6 es la suma de todos los sistemas de olas encontrados (válido sólo para geometrías de artefactos extremadamente simples) y nos da una pequeña idea del fenómeno de la interferencia de los trenes de olas, ya que un cambio en la velocidad, implica que la longitud de los sistemas no simétricos aumente, produciendo un cambio de configuración global al cruzarse entre ellos.

La resistencia por formación de olas es un fenómeno exclusivamente gravitacional, ya que esta se basa, como se ha explicado anteriormente, en producir una energía para acelerar el flujo en el eje vertical para vencer la acción de la gravedad, siendo, por tanto, función del número de Froude. En buques rápidos, este número toma valores altos, por lo que la resistencia por formación de olas tiene especial importancia, llegando a generar gran parte de la resistencia total de la embarcación. A modo de orientación, según el número de Froude se puede prever la relación que habrá entre la resistencia viscosa y la resistencia total, siendo esta última, formada mayoritariamente por la resistencia por formación de olas.

Fn	Rv/RT
0,19	70%
0,23	60%
0,25	60%
0,29-0,31	50%
0,33-0,36	40%
0,5	30-35%

Tabla 5: Comparación nº Froude vs Resistencia viscosa

Para el cálculo de la resistencia por formación de olas se utilizará la siguiente ecuación:

$$R_w = c_1 \cdot c_2 \cdot c_5 \cdot \nabla \cdot \rho \cdot g \cdot \exp(m_1 \cdot Fn^{-0.9} + m_2 \cdot \cos(\lambda \cdot Fn^{-2}))$$

Donde c_1, c_2, c_5, m_1, m_2 y λ = coeficientes detallados en [Anexo A](#)

∇ = Volumen de carena [m^3]

g = Gravedad [$\frac{m}{s^2}$]

ρ = Densidad Agua [$1025 \frac{KG}{m^3}$]

Fn = Número de Froude

3.1.4 Resistencia del Bulbo de proa, R_b

La invención del bulbo de proa se le atribuye al ingeniero naval estadounidense, David W. Taylor, durante la Primera Guerra Mundial, el cual consiguió implementar por primera vez este avance tecnológico con el que consiguió mejorar considerablemente la velocidad de fragatas de guerra.

En los buques con números de Froude altos, la explicación del aumento de la velocidad tiene relación con la reducción de la resistencia por formación de olas. Como se ha explicado anteriormente, el casco, al desplazarse por el agua, genera diferentes trenes de ola a lo largo de la eslora, que interaccionan entre ellas generando una resultante de grandes amplitudes en las zonas de popa. La finalidad del bulbo de proa es generar un tren de olas adicional que ayude a atenuar el resultante de la popa y con ello, la resistencia total por formación de olas.



Figura 7: Fragata con bulbo de proa

Esta disminución de la resistencia por formación de olas, como contrapartida, crea una resistencia viscosa adicional que se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$R_b = 0,11 \cdot \exp(-3 \cdot P_b^{-2}) \cdot F_{ni}^2 \cdot A_{bt}^{1,5} \cdot \frac{\rho \cdot g}{1 + F_{ni}^2}$$

El término "Pb" es un coeficiente que mide la presión emergente del bulbo, mientras que "Fni" es el número de Froude basado en la inmersión del bulbo. Estos se calculan a partir de las siguientes fórmulas:

$$P_b = 0,56 \cdot \left(\frac{A_{bt}^{\frac{1}{2}}}{T_{pr} - 1,5 \cdot H_b} \right)$$

$$F_{ni} = \frac{V}{g \cdot \sqrt{T_{pr} - H_b - 0,25 \cdot A_{bt}^{\frac{1}{2}} + 0,15 \cdot V^2}}$$

Donde A_{bt} = Área transversal del bulbo [m^2]

T_{pr} = Calado en proa [m]

H_b = Altura del centro del bulbo respecto la línea base [m]

V = Velocidad [$\frac{m}{s}$]

3.1.5 Resistencia del espejo de popa, Rtr

Uno de los objetivos prioritarios a la hora del diseño de un buque es la obtención de la menor resistencia de avance del casco y una condición para conseguirlo es que este tenga las formas más finas posibles en popa para evitar la reducción de la velocidad del flujo incidente de la hélice en las zonas posteriores de la embarcación. Una solución que se lleva practicando desde hace tiempo es la implementación del espejo de popa, que consiste en un corte brusco en la parte final del buque, el cual evita que el flujo de entrada a la hélice no disminuya tanto como sucedería frente a formas de popa curvadas. Esta solución genera una resistencia debida a las turbulencias del flujo y se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$R_{tr} = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 A_t \cdot c_6$$

Donde: ρ = Densidad del agua [$1025 \frac{Kg}{m^3}$]

V = Velocidad del buque [$\frac{m}{s}$]

A_t = Área del espejo de popa [m^2]

$c_6 = \text{Coeficiente}$

$B = \text{Manga [m]}$



Figura 8: Espejo de popa

En el caso del Viudes 45, este factor no tiene ninguna importancia, ya que las formas de popa de la embarcación son extremadamente finas, llegando a considerar el área del espejo como nulo.

3.1.6 Resistencia adicional relación modelo-buque

La resistencia adicional modelo buque se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$RA = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot CA$$

$$CA = 0,006 (L_{pp} + 100)^{-0.16} - 0,00205 + 0,003 \cdot \sqrt{\frac{L_{pp}}{7,5}} \cdot CB^4 \cdot c_2 \cdot (0,04 - c_4)$$

Donde $CA = \text{Coficiente de adición relación modelo - buque}$

$$c_4 = 0,04$$

$$c_2 = \exp \left(-1,89 \cdot \sqrt{\frac{0,56 \cdot (ABT)^{1,5}}{B \cdot T \cdot (0,31 \cdot \sqrt{ABT + T_{pr}} - hB)}} \right)$$

$ABT = \text{Área transversal del bulbo [m}^2\text{]}$

$T_{pr} = \text{Calado en la perpendicular de proa [m]}$

$hB = \text{Inmersión del centro del bulbo respecto la línea base del buque [m]}$

3.1.7 Resistencia adicional por rugosidad de la superficie buque,

A diferencia de los modelos creados para los ensayos, donde las superficies de los cascos suelen estar muy bien pulidas y acabadas, los buques cuentan con cierta rugosidad en la superficie. Esta rugosidad, viene dada, en mayor medida por culpa de las pequeñas incrustaciones que se van depositando con el tiempo. Este pequeño aumento de resistencia se calcula a partir de la siguiente fórmula, que se añade al coeficiente de adición calculado anteriormente en la resistencia adicional relación modelo-buque:

$$\Delta CA = \frac{0.105 \cdot Ks^{\frac{1}{3}} - 0.005579}{L^{\frac{1}{3}}}$$

Donde $Ks = \text{Espesor medio de la rugosidad del casco [m]}$

3.1.8 Resistencia total, Rt

La aplicación del método Holtrop y Mennen para el estudio de la resistencia total del buque se ha realizado para un rango de velocidades entre 10 y 17 nudos, con incrementos de 0,5; siendo los resultados para una velocidad de 15 nudos los que hemos de escoger, debido a que es la velocidad de diseño de la embarcación

$$R_{total} = 86,846 \text{ kN}$$

V [nudos]	Rv [kN]	Rapp [kN]	Rw [kN]	Rb [kN]	Ra [kN]	Rtr [kN]	Rtot [kN]
10	14,26364	1,96404	2,32967	7,83276	4,11309	0	30,50320
10,5	15,61976	1,33998	3,69178	8,09991	4,53469	0	33,28611
11	17,03304	2,34435	5,14493	8,34714	4,97684	0	37,84630
11,5	18,50316	2,54669	6,45926	8,57600	5,43957	0	41,52467
12	20,02980	2,75688	7,74861	8,78795	5,92286	0	45,24609
12,5	21,61269	2,97467	9,32945	8,98435	6,42671	0	49,32787
13	23,25152	3,20024	11,54937	9,16647	6,95113	0	54,11873
13,5	24,94605	3,43346	14,74591	9,33549	7,49611	0	59,95703
14	26,69602	3,67432	19,24561	9,49247	8,06166	0	67,17007
14,5	28,50117	3,92277	25,34666	9,63840	8,64778	0	76,05679
15	30,36129	4,17879	33,27749	9,77420	9,25446	0	86,84623
15,5	32,27614	4,44234	43,15007	9,90069	9,88171	0	99,65095
16	34,24552	4,71340	52,59009	10,01862	10,52952	0	112,09715
16,5	36,26920	4,99193	55,65270	10,12869	11,19790	0	118,24042
17	38,34699	5,27791	58,71532	10,23152	11,88684	0	124,45859

Tabla 6: Resistencias Viudes 45 mediante método Holtrop y Mennen

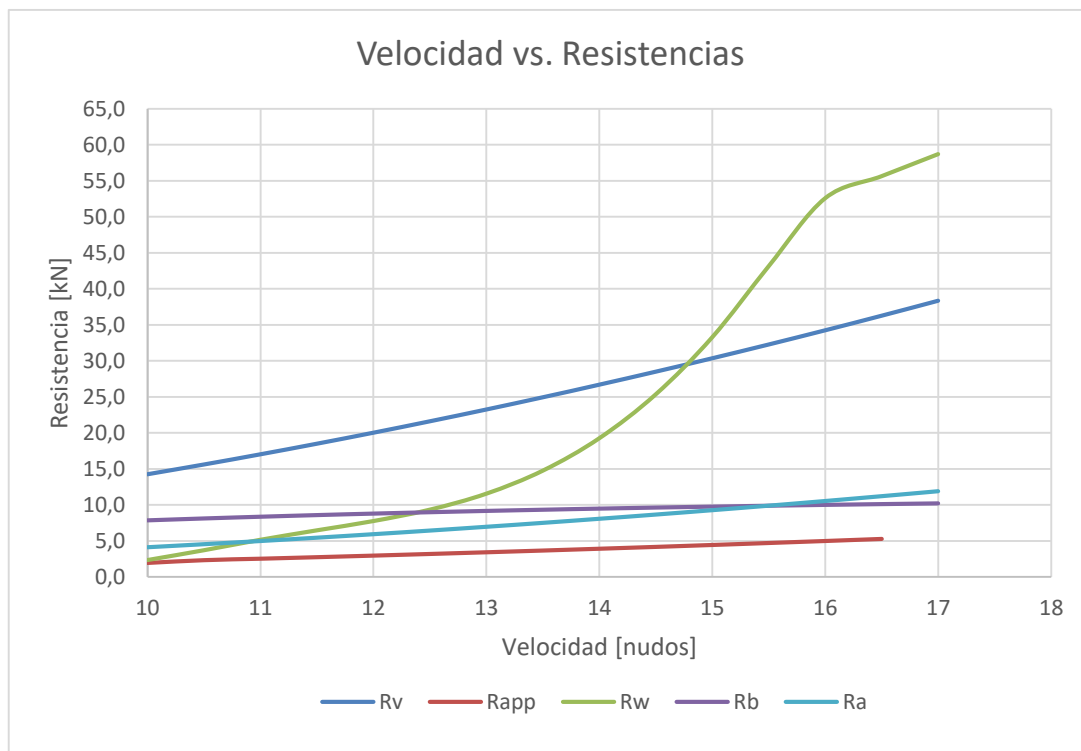


Figura 9: Gráfico Velocidad vs Resistencias

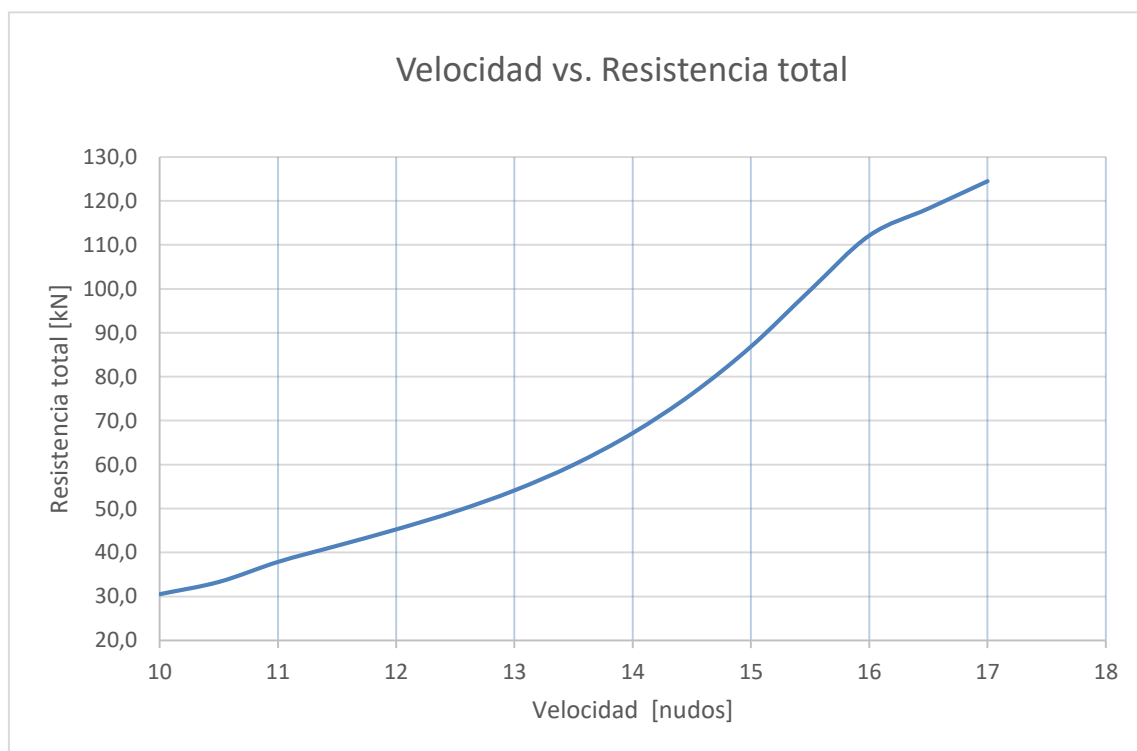


Figura 10: Gráfico Velocidad vs Resistencia total

3.1.9 Potencia efectiva de empuje, EHP

Se define como potencia efectiva de empuje a aquella potencia necesaria para mover el casco del buque a través de un fluido a una determinada velocidad en ausencia de la acción del propulsor y esta se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$EHP = R_t \cdot V$$

Donde $R_t = \text{Resistencia total [kN]}$

$V = \text{Velocidad del buque } [\frac{m}{s}]$

A partir de las resistencias obtenidas en el apartado anterior gracias a la implementación del método de Holtrop y Mennen, podemos deducir la potencia efectiva para nuestra velocidad de diseño

$$EHP = 1302,69 \text{ kW}$$

V [nudos]	Rv [kN]	Rapp [kN]	Rw [kN]	Rb [kN]	Ra [kN]	Rtr [kN]	Rtot [kN]	EHP [kW]
10	14,26364	1,96404	2,32967	7,83276	4,11309	0	30,50320	305,03197
10,5	15,61976	1,33998	3,69178	8,09991	4,53469	0	33,28611	349,50410
11	17,03304	2,34435	5,14493	8,34714	4,97684	0	37,84630	416,30933
11,5	18,50316	2,54669	6,45926	8,57600	5,43957	0	41,52467	477,53369
12	20,02980	2,75688	7,74861	8,78795	5,92286	0	45,24609	542,95306
12,5	21,61269	2,97467	9,32945	8,98435	6,42671	0	49,32787	616,59837
13	23,25152	3,20024	11,54937	9,16647	6,95113	0	54,11873	703,54355
13,5	24,94605	3,43346	14,74591	9,33549	7,49611	0	59,95703	809,41988
14	26,69602	3,67432	19,24561	9,49247	8,06166	0	67,17007	940,38104
14,5	28,50117	3,92277	25,34666	9,63840	8,64778	0	76,05679	1102,82341
15	30,36129	4,17879	33,27749	9,77420	9,25446	0	86,84623	1302,69350
15,5	32,27614	4,44234	43,15007	9,90069	9,88171	0	99,65095	1544,58974
16	34,24552	4,71340	52,59009	10,01862	10,52952	0	112,09715	1793,55442
16,5	36,26920	4,99193	55,65270	10,12869	11,19790	0	118,24042	1950,96699
17	38,34699	5,27791	58,71532	10,23152	11,88684	0	124,45859	2115,79598

Tabla 7: Cálculo potencia efectiva de remolque

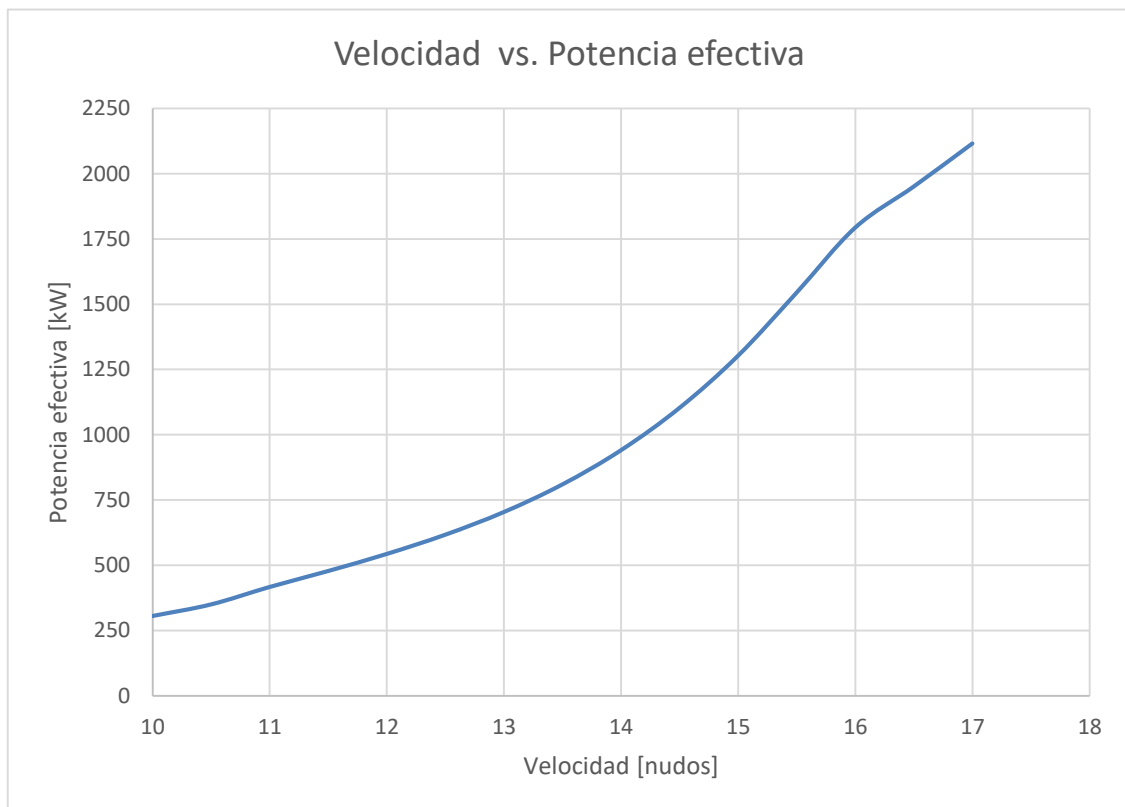


Figura 11: Gráfico Velocidad vs EHP

4 COEFICIENTES PROPULSIVOS

Los coeficientes propulsivos que se explicarán a continuación son números adimensionales que buscan reflejar la pérdida de rendimiento ocasionado por la modificación de la velocidad del flujo incidente de la hélice por culpa de la carena de la embarcación. Estos se utilizarán posteriormente para el cálculo del rendimiento total del sistema propulsivo.

4.1 Coeficiente de estela, w

El agua es un fluido viscoso y por esa razón, al estar en contacto con un cuerpo, modifica su campo de velocidades en las zonas próximas a la superficie. El coeficiente de estela es un número que sirve para definir la pérdida de velocidad que sufre el flujo que incide a la hélice por culpa de esta interacción del casco del buque y el fluido viscoso. La reducción por el coeficiente de estela se define a partir de la siguiente fórmula:

$$(1 - w) = \frac{V - Va}{V}$$

Donde: $V = \text{Velocidad del Buque} \left[\frac{m}{s} \right]$

$Va = \text{Velocidad de avance de la hélice} \left[\frac{m}{s} \right]$

La reducción de velocidad se divide en tres fenómenos distintos:

- Estela potencial

Dado el hipotético caso que el casco del buque se encontrase inmerso en un flujo ideal, es decir, un flujo que no presentase viscosidad, se cumplirían las siguientes relaciones de velocidad en los distintos puntos del casco [figura 13 (a)], respecto la velocidad del flujo incidente:

$$V1 < V0$$

$$V2 > V0$$

$$V3 < V0$$

Siendo la dirección del flujo incidente de derecha hacia la izquierda, la popa y las hélices se sitúan en la zona cercana al punto de remanso V3, por tanto, la velocidad se ve drásticamente reducida.

- Estela viscosa

Este fenómeno tiene origen en la viscosidad del fluido por el que se mueve el buque, ya que, al contactar este con el casco, aparece una pequeña región denominada *capa límite*⁷ en la que la velocidad del flujo es más pequeña que la que correspondería en el flujo potencial.

Como se ha explicado en el apartado anterior, debido al flujo potencial, en la zona intermedia de la eslora del buque, la velocidad dicho flujo es máximo, pero según se sigue avanzando hacia las zonas de popa, se produce una desaceleración y, a raíz de la *ecuación de Bernoulli*⁸, podemos deducir que habrá un aumento de presión. Esta variación de presión genera una fuerza en sentido opuesto al del flujo, pudiendo llegar a hacer más grande esta capa límite [figura 12] viéndose totalmente afectada la hélice ya que esta se suele encontrar en las zonas donde la separación de la capa límite es la más grande. [figura 13 (b)]

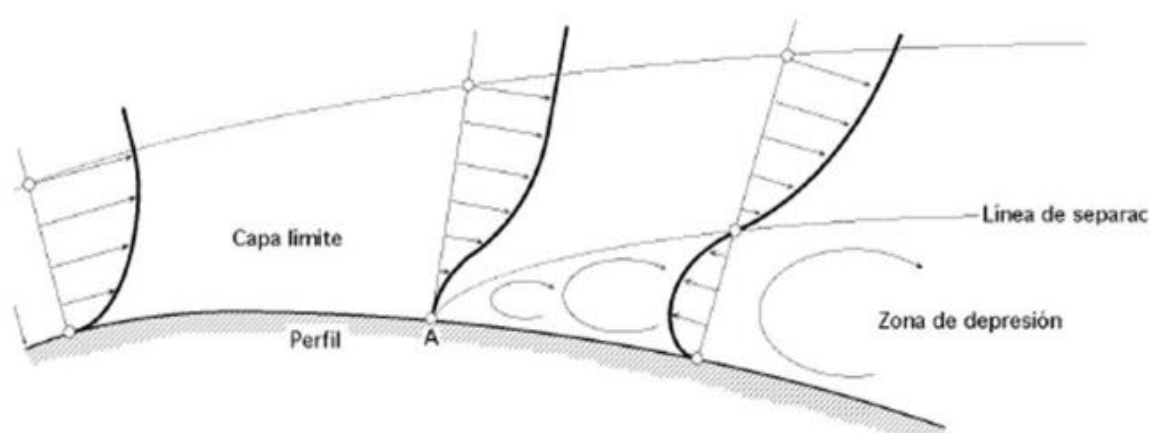


Figura 12: Desprendimiento capa límite

- Estela por olas

Este fenómeno es debido al tren de olas que acompaña un cuerpo al atravesar un fluido, el cual puede generar una cresta o un seno (o algún término intermedio), el cual modifica la velocidad del flujo en la vertical de la hélice. De una forma muy simplificada, en caso de que aparezca una cresta en la vertical de la hélice, esto producirá una reducción de la velocidad de entrada del flujo debido a un aumento de velocidad orbital en dirección opuesta a este. Mientras que en el supuesto caso que apareciese un seno, la velocidad orbital sumaría velocidad al flujo de la hélice. [figura 13 (c)]

7_ **Capa límite:** zona donde la velocidad del flujo es perturbada a causa de la viscosidad que tiene un fluido al entrar en contacto con un sólido, haciendo que dicha velocidad varíe desde cero hasta la velocidad de la corriente del flujo incidente.

8_ **Ecuación de Bernoulli:** El principio de Bernoulli describe el comportamiento de un líquido ideal (sin viscosidad) que se desplaza a lo largo de una corriente de agua, el cual mantiene la energía constante a lo largo de su recorrido. La energía de un fluido ideal está compuesta por la energía cinética, potencial y la propia energía de presión del fluido y como se acaba de comentar, este mantiene la energía constante: $\frac{v^2 \cdot \rho}{2} + P + \rho \cdot g \cdot z = cte$

Considerando la energía potencial como constante para incrementos pequeños del perfil, observamos que la fórmula anterior se simplifica y las únicas variables son la velocidad y la presión. Debido a que no hay pérdida de energía, la disminución de una variable implica el incremento de la otra y viceversa.

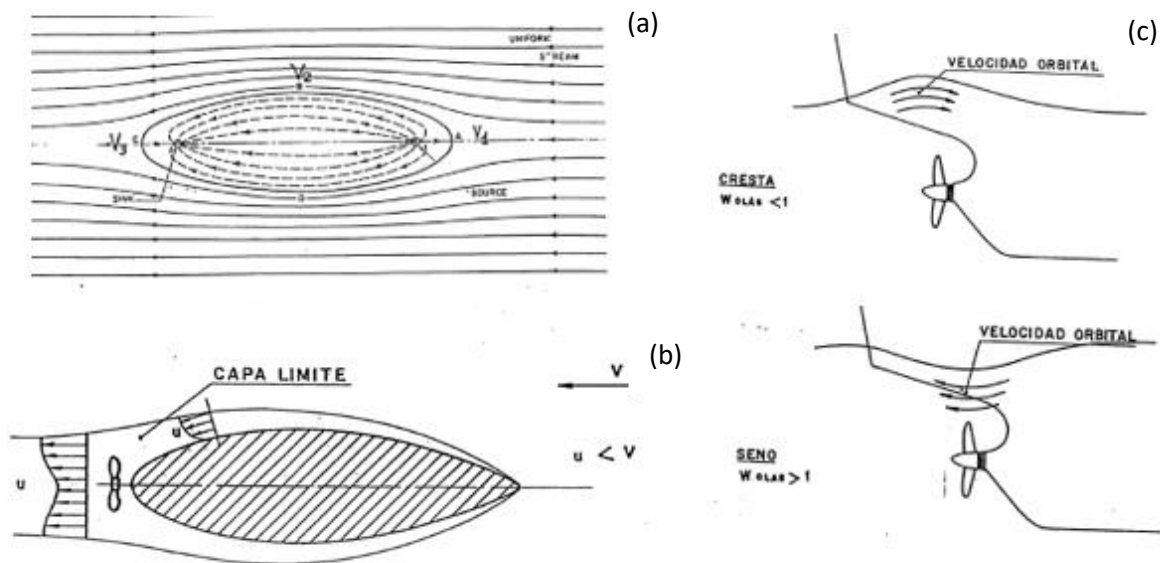


Figura 13: Estela potencia (a), estela viscosa (b) y estela orbital (c) [1]

4.1.1 Cálculo coeficiente de estela

Como primera aproximación, se utiliza la fórmula publicada por L. Troost que permite el cálculo del coeficiente de estela para buques rápidos con doble sistema propulsivo:

$$w = 1 - 1,2 + 0,7 \cdot CP$$

$$w = 0,1146831$$

Donde $w = \text{coeficiente de estela}$

$CP = \text{Coeficiente prismático}$

4.2 Coeficiente de succión, t

Siempre que un barco es propulsado por una hélice, esta acelera el flujo de agua que fluye a través de ella y como sucede en el caso anterior, al aumentar la velocidad del flujo, se genera una disminución de la presión en las zonas de delante de la hélice. El coeficiente de succión, por tanto, es una reducción que valora tales efectos debidos al aumento de la velocidad del flujo incidente y se define a partir de la siguiente fórmula:

$$Rt = (1 - t) \cdot T$$

$$t = \frac{Rt - T}{T}$$

Donde $R_t = \text{Resistencia total [kN]}$

$T = \text{Empuje [kN]}$

El aumento de la resistencia total del buque por culpa del coeficiente de succión proviene de dos causas principales:

- La primera causa del aumento es debida a la variación de presión que se produce en la zona situada delante de la hélice, cuyo resultado es una fuerza en dirección opuesta al flujo.
- La otra causa es debida al aumento de la resistencia de fricción local por culpa del aumento de la velocidad del flujo en las zonas de popa. Como sabemos, la resistencia de fricción viene dada por la siguiente fórmula del apartado 3.1.1 Resistencia viscosa:

$$R_f = C_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V^2$$

Donde por una parte se observa que aparece el factor de la velocidad elevada al cuadrado, que hace aumentar notablemente la resistencia, aunque es importante destacar que el coeficiente de fricción depende de Reynolds, en donde aparece una velocidad de primero orden que atenúa el aumento total de la resistencia de fricción.

4.2.1 Cálculo coeficiente de succión

Para el cálculo de este coeficiente, se pueden utilizar modelos de cálculo establecidos en base a las investigaciones efectuadas a diferentes prototipos, uno de ellos es la siguiente:

$$t = 0,001979 \cdot \frac{L}{B - B \cdot CP1} + 1,0585 \cdot c10 - 0,00524 - 0,1418 \cdot \left(\frac{D^2}{B \cdot T} \right) + 0,0015 \cdot Cstern$$
$$t = 0,13357137$$

Donde $L_{pp} = \text{Eslora entre perpendiculares [m]}$

$B = \text{Manga [m]}$

$D = \text{Diámetro del propulsor [m]}$

$T = \text{Calado [m]}$

$CP1 = 1,45 \cdot CP - 0,315 - 0,0225 \cdot XCC$

$c10 = 0,25 - \frac{0,003328402}{\frac{B}{L} - 0,134615385}$

5 HÉLICE

El objetivo fundamental del proceso que se describe en esta sección, es la obtención de un sistema propulsivo óptimo, que necesite la menor potencia posible para dotar al buque de la velocidad de servicio, 15 nudos, que ha sido impuesta en las especificaciones de proyecto. Este sistema estará formado por dos líneas con una hélice, un motor, un eje y una reductora cada una. En este trabajo se dimensionará exclusivamente la hélice y el motor, haciendo aproximaciones de los rendimientos tanto del eje, como de la reductora.

5.1 Partes y conceptos de la hélice

Una hélice es un artefacto formado por un conjunto de elementos montados de forma concéntrica solidarios a un eje. Gracias al movimiento generado por un motor, trazan un movimiento rotativo en un plano, generan una diferencia de presión entre las caras de dichos elementos que se traduce como una fuerza, denominada fuerza de empuje y es perpendicular al eje del plano que es la encargada de impulsar el buque.

A continuación, se explicarán las partes principales de la hélice para poder entender los procesos que se realizarán más adelante. [\[figura 13\]](#)

- Palas: Son superficies helicoidales unidas a un núcleo con la finalidad de transformar la energía mecánica del motor en una fuerza de empuje que permita vencer la resistencia al avance y mover la embarcación. Las hélices pueden tener infinidad de variantes en cuanto al tipo de palas, pudiendo variar el número de estas, el diámetro o su velocidad de giro, aspectos que se verán reflejados posteriormente en su rendimiento.
- Núcleo: Es un elemento vital que se encarga de unir las palas de la hélice con el eje. Es muy importante tener en cuenta que el tamaño de este tiene influencia en el rendimiento del sistema propulsivo, y es por eso, que es fundamental ofrecer el tamaño menor posible de tal manera que este pueda soportar las fuerzas generadas por las palas, sin afectar excesivamente el rendimiento propulsivo
En nuestro caso, es decir, para el uso del dimensionamiento mediante las series B, este parámetro viene definido en relación al diámetro total de la hélice, que varía según el número de palas que tengamos.
- Raíz y punta del álabe: la raíz es la parte de la pala más próxima al núcleo, donde el desarrollo cilíndrico del álabe tiene un menor radio. Es importante destacar que en esta zona es donde se generan las máximas fuerzas internas debido a que es la zona con mayor distancia desde el centro de aplicación de las fuerzas producidas por la pala. La punta es la parte de la pala más externa, es decir, la que tiene el desarrollo cilíndrico de mayor radio.

- Borde de ataque/entrada y de desprendimiento: El borde de ataque de la hélice es el primer punto de la pala que entra en contacto con el flujo, mientras que el borde de desprendimiento es el último.

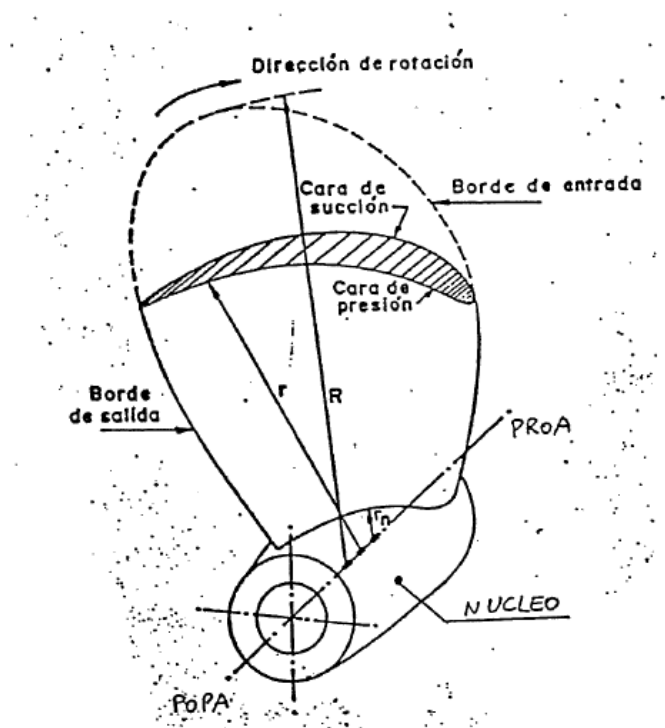


Figura 14: Partes de una pala [10]

- Cara de succión y presión: la cara de succión es la parte de la sección de una hélice situada en el lado posterior de esta que, debido a las formas del perfil de la sección, hace que el flujo adyacente se acelere, produciendo bajas presiones. En cambio, La cara de presión es la parte del perfil de la hélice situada en la parte delantera de la pala, la cual tiene una presión mayor.
- Paso y ángulo de ataque: Suponiendo un punto P, el cual se encuentre en la superficie de la pala a una cierta distancia "r" del eje, se define el paso como la distancia axial de avance, es decir, en la dirección del eje, al efectuar este una revolución completa. [figura 15]
Desarrollando el cilindro generado por la hélice, se observa que forma una línea recta y podemos observar que " ϕ ", conocido como ángulo de paso, es constante en cualquier punto de la misma. De esta manera, se puede relacionar ambos conceptos a partir de la siguiente fórmula:

$$\tan \theta = \frac{H}{2\pi r}$$

Donde $H = \text{Paso [m]}$
 $r = \text{Radio de la sección de la hélice [m]}$

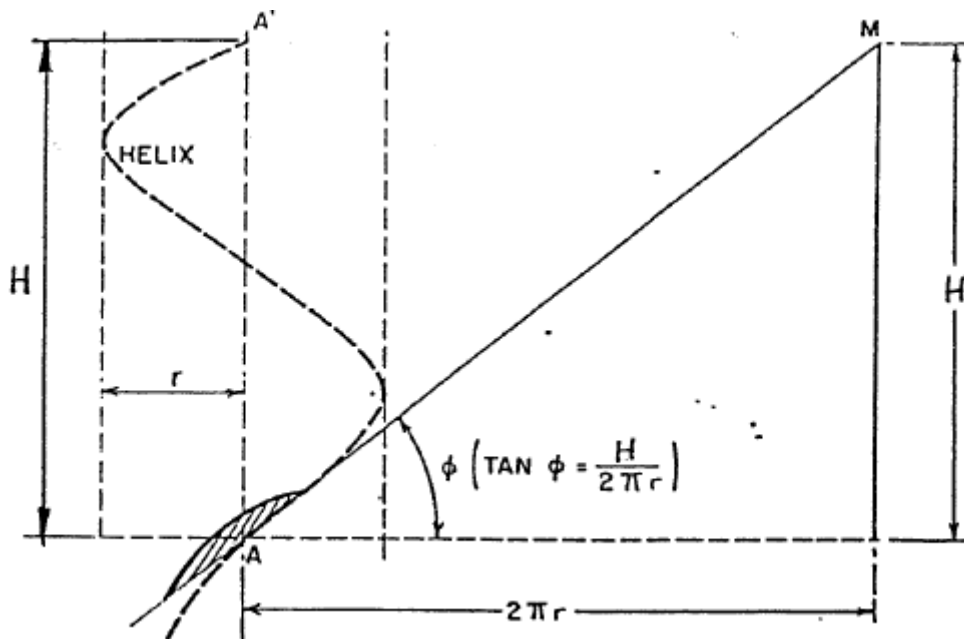


Figura 15: Relación paso - ángulo de ataque [1]

Para el proyecto del sistema propulsivo del Viudes 45 se dimensionarán dos hélices de paso fijo, es decir, que siempre será el mismo que se ha diseñado durante el proyecto inicial, debido a su facilidad a la hora del diseño, cálculo y construcción.

- Relaciones de las áreas de la hélice:

Área del disco (Ao): tal y como indica su nombre es el área encerrado en el círculo con un radio igual al de la hélice

$$Ao = \pi \cdot r^2$$

Área expandida (Ae): es la suma de las superficies de todas las palas que tiene la hélice. Normalmente este valor viene dado como una relación con el área del disco.

Área proyectada (Ap): es el área ocupada por la hélice proyectada en un plano perpendicular al eje de giro de la hélice. La diferencia entre el área expandida y la proyectada es muy pequeña y viene dada por la siguiente relación:

$$\frac{Ap}{Ae} = 1.067 - 0.229 \cdot \frac{H \cdot 0.7r}{D}$$

5.2 Serie B de Wageningen

Hoy en día, para cualquier tipo de embarcación existen dos métodos para realizar el proyecto de obtención de una hélice y estos son: mediante la Teoría de circulación o por series sistemáticas, siendo el segundo método una opción más sencilla y viable de realizar para fases prematuras del proyecto.

Así pues, una serie sistemática de propulsores se define como un conjunto de formas de hélices relacionadas entre sí de manera geométrica y sistemática, elegidas para tener un buen rendimiento y comportamiento en lo referente a la cavitación, y de las que, adicionalmente, se disponen de los resultados de propulsor aislado. En la actualidad hay una gran cantidad de series sistemáticas, entre las cuales destacan: la serie B, Au series, Gawn series y KCA-series entre muchas otras.

5.2.1 Restricciones

De todas las series sistemáticas, se ha optado por escoger la más popular y extendida entre los diseñadores navales que es la serie B de Wageningen, aunque esta tiene unas restricciones a la hora de su utilización que son:

- Número de palas: Tanto el rendimiento de la hélice, las vibraciones en el casco y el eje y la cavitación mantienen una gran relación con el número de palas del sistema propulsivo. Para la serie B, el número puede oscilar entre dos y siete, siendo las hélices de dos palas prácticamente inexistentes en el mundo naval.

$$Z = 3, 4, 5, 6, 7$$

A la hora de determinar este número se ha de tener en cuenta que cuando menor sea, mayor será el rendimiento en aguas libres. Es por eso, que las opciones más óptimas, en términos de rendimiento son las hélices de 3 y 4 palas, aunque por limitaciones de resistencia, cavitación y vibraciones, no todos los buques las instalan. Otro factor importante a tener en cuenta es evitar vibraciones debidas a la entrada en resonancia entre el motor y la hélice, que, para evitarlo, es necesario que la hélice disponga de un número de palas que no sea múltiplo del total de cilindros del motor.

- Relación Área expandida- área del disco: Dependiendo del número de palas seleccionado, la serie B tiene un rango máximo y mínimo de dicha relación, que es:

$Z = 3$	$0.35 \leq \frac{A_e}{A_o} \leq 0.8$
$Z = 4$	$0.4 \leq \frac{A_e}{A_o} \leq 1$
$Z = 5$	$0.45 \leq \frac{A_e}{A_o} \leq 1,05$
$Z = 6$	$0.5 \leq \frac{A_e}{A_o} \leq 0.8$
$Z = 7$	$0.55 \leq \frac{A_e}{A_o} \leq 0.85$

Cada familia de hélices tiene unos valores constantes que son el número de palas y esta relación de área expandida, que ambas vienen especificadas en su nombre, el cual consta de tres términos:

B.X,YY

El primero de todos, la letra B, hace referencia a que se trata de una hélice de la familia Wageningen. El segundo término (X) es un número que va del 3 al 7, e indica el número de palas que tiene y por último hay dos valores (YY) que muestran la relación del área expandida que tiene la hélice.

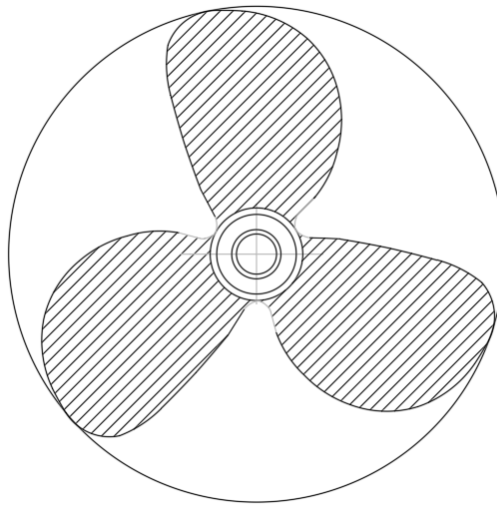


Figura 16: Relación área expandida-área disco (Autocad)

- Número de Reynolds local

Como consecuencia que las secciones de la pala tienen forma de perfil alar, las velocidades del flujo en la superficie de estas se ven modificadas y con ello el número de Reynolds. La aplicación

de las ecuaciones polinómicas para calcular los coeficientes K_T y K_Q (que se explicarán en el siguiente apartado) vienen definidas en función de este número de Reynolds local y su rango de aplicación es:

$$2 \cdot 10^6 \leq Rn \leq 2 \cdot 10^9$$

- Relación Paso/Diámetro:

El rango de la relación de paso-diámetro de todas las familias de hélices está limitado por los siguientes valores:

$$0.4 \leq \frac{P}{D} \leq 1.4$$

- Grado de avance

Este valor es un número adimensional que relaciona la velocidad de avance del buque con las revoluciones a las que gira la hélice y su diámetro y el rango de validez para las series B es:

$$0 \leq J \leq 1.6$$

- Diámetro del núcleo

Como se ha explicado anteriormente el núcleo es un elemento de unión entre las palas y el eje del barco, sujeto a muchos esfuerzos. Es por esa razón, que en la serie B, se ofrecen sus valores.

$$\begin{array}{ll} Z = 3, 7 & \frac{d}{D} = 0.18 \\ Z = 4, 5, 6 & \frac{d}{D} = 0.167 \end{array}$$

- Cavitación:

La cavitación es un fenómeno físico producido por el cambio de fase del agua como consecuencia del aumento de la velocidad al moverse por el perfil de una pala siendo este muy perjudicial, ya que puede generar un enorme desgaste en la superficie, junto con vibraciones muy molestas en el casco del buque.

La explicación de este fenómeno es relativamente sencilla y sucede cuando en determinados puntos de la sección, la presión local, por culpa del aumento de la velocidad debida a las formas del perfil, llega a ser igual o inferior a la presión de vapor y produce un cambio de fase donde el agua en estado líquido se convierte en burbujas de vapor. Las burbujas de vapor generadas anteriormente, son arrastradas a lo largo de la sección de la pala hasta llegar a zonas con presiones más altas, produciendo un nuevo cambio de fase, pero esta vez a la inversa. El problema radica en que el volumen específico del vapor es mucho mayor que la del líquido, por lo tanto, al hacer el segundo cambio de estado, esta vez de vapor a líquido, una burbuja se reduce a una gota de un tamaño muchísimo más pequeño, término conocido comúnmente como implosión, el cual sacude la hélice con pequeños choques de energía cinética que se traducen en vibraciones, ruidos y un gran deterioro de la superficie de las palas.

La condición hidrodinámica para que aparezca cavitación se puede determinar aplicando el teorema de Bernoulli en la cara de presión y de succión de una sección de la pala que se encuentre en un flujo uniforme. Aplicando el teorema de Bernoulli a la cara de presión tenemos:

$$PA + \frac{1}{2} \rho \cdot VA^2 = Po + \frac{1}{2} \rho \cdot Vo^2$$

$$PA - Po = \frac{1}{2} \rho (Vo^2 - VA^2)$$

Como se puede ver en la [figura 17](#), el punto A es un punto de remanso (stagnation point), es decir, el primer punto en que el flujo laminar y la sección de la pala entran en contacto, donde la velocidad es igual a 0 y obtenemos la siguiente expresión simplificada:

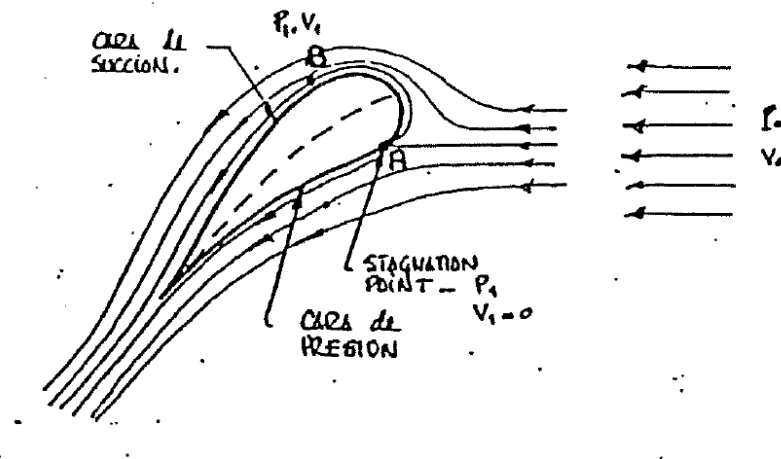


Figura 17: Líneas de flujo laminar a través de sección de la pala [1]

$$PA - Po = \frac{1}{2} \rho \cdot Vo^2 = q$$

Donde al término "q" se denomina presión dinámica.

Volviendo a aplicar el teorema de Bernoulli para la cara de succión de la sección, es decir, la cara en donde se encuentra el punto B tenemos:

$$PB + \frac{1}{2} \rho \cdot VB^2 = Po + \frac{1}{2} \rho \cdot Vo^2$$

$$PB - Po = \frac{1}{2} \rho \cdot (Vo^2 - VB^2) = \Delta p$$

Como la velocidad en el punto B es superior a la velocidad del flujo incidente, el incremento de presión resultante será negativo, produciendo una depresión en esa zona.

$$P_B = P_o + \Delta p$$

Entonces, para que aparezca la cavitación, la condición necesaria radica en que la velocidad del flujo aumente de tal manera que en el punto B la presión llegue a ser igual o inferior a la presión de vapor. Esta condición se define a partir de la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} P_v &\geq P_o + \Delta p \\ -\Delta p &\geq P_o - P_v \end{aligned}$$

Dividiendo el incremento de presión entre la presión dinámica obtenemos la condición de cavitación, que viene definida de la siguiente manera:

$$-\frac{\Delta p}{q} \geq \frac{P_o - P_v}{q}$$

Donde $\frac{P_o - P_v}{q}$ Se denomina como el número de cavitación

Analizando más en detalle el número de cavitación, y desarrollando la ecuación anterior podemos llegar a la conclusión que este sólo depende de las características del flujo incidente, es decir, de la presión del flujo, de la presión de vapor y de la velocidad incidente:

$$\sigma = \frac{P_o - P_v}{q} = \frac{P_o - P_v}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_o^2}$$

A su misma vez, analizando en profundidad el término de la condición de cavitación tenemos:

$$-\frac{\Delta p}{q} = \frac{\frac{1}{2} \rho \cdot (V_1^2 - V_o^2)}{\frac{1}{2} \rho \cdot V_o^2} = \left(\frac{V_1}{V_o}\right)^2 - 1$$

Donde se ha observa, que la condición de cavitación depende exclusivamente de la relación de velocidades entre el flujo incidente y el flujo que circula por la cara de succión y, por tanto, exclusivamente de la geometría del perfil y del ángulo de ataque de la pala respecto al flujo incidente.

5.2.2 Obtención hélice óptima

En este apartado se buscará encontrar la mejor solución, en términos de rendimiento de aguas libres, de una hélice dentro de la infinidad de posibilidades que nos ofrece la serie B. En total se estudiarán tres casos, diferenciados entre ellos por el número de palas.

De los cálculos realizados en los apartados anteriores Predicción de potencia y coeficientes propulsivos, podemos deducir el empuje total efectivo necesario de la siguiente manera:

$$T = \frac{Rt}{1 - t}$$

Donde $T = \text{Empuje [kN]}$

$Rt = \text{Resistencia total [kN]}$

$t = \text{Coeficiente de succión}$

R	86,846 kN
t	0,13369798
V	15 nudos
T	100,2 kN
T/2	50,1 kN

Tabla 8: Resumen datos propulsivos del buque

De las especificaciones del buque, sabemos que este ha de estar constituido por un doble sistema propulsivo, de tal manera que el empuje total obtenido a partir de la fórmula anterior se deberá dividir entre dos.

Para poder empezar el ensayo, se ha de determinar, en primera instancia el valor que tomarán las principales restricciones de la hélice, que son las que se muestran a continuación:

- Número de palas

Se analizará un total de tres casos; caso A, caso B y caso C, donde estos se diferenciarán por el número de palas que tienen.

Caso A: Hélice de 3 palas.

Caso B: Hélice de 4 palas.

Caso C: Hélice de 5 palas.

- Diámetro máximo⁹

Siempre que se plantean los posibles diámetros en las fases iniciales del proyecto, se busca que este sea el mayor posible, ya que implica un mejor rendimiento de la hélice. El diámetro máximo viene restringido por las reglas de las sociedades de clasificación, que definen un conjunto de huelgos mínimos que ha de tener las hélices con diferentes partes del casco. En nuestro caso, se

seguirán las normas de la Sociedad de clasificación *DNV-GL*¹⁰, ya que es la que hemos utilizado a lo largo de las asignaturas de la carrera.

$$D_{\text{máx}} = 1,2 \text{ m}$$

- Relación mínima área expandida-área del disco (A_e/A_o)

La determinación de la mínima relación área expandida-disco se realizará mediante el criterio de comprobación de la cavitación propuesto por Kellner, establecido a partir de la experiencia del canal de Wageningen, el cual propuso este método para asegurarse de la ausencia de cavitación en cualquier parte de las palas. La expresión propuesta por Kellner es la siguiente:

$$\frac{A_e}{A_o} = \frac{(1,3 + 0,3 \cdot Z)T}{(P_o - P_v) \cdot D^2} + K$$

Donde Z = Número de palas

T = Empuje generado por la hélice [kN]

P_o = Presión estática en el eje [Pa]

P_v = Presión de vapor del agua [Pa]

D = Diámetro de la hélice [m]

K = Coeficiente; 0,1 para buques de dos hélices

Aplicando la fórmula anterior a los tres casos que nos conciernen, obtenemos que las relaciones mínimas de área expandida-disco son:

Z	A_e/A_o min
3	0,739673089
4	0,826901238
5	0,914129386

Tabla 9: Criterio de Kellner

9_Ampliación en anexo C

10 **DNV-GL**: Sociedad de clasificación formada por la unión de Det Norske Veritas (Noruega) y Germanischer Lloyd (Alemania), siendo la sociedad de clasificación más grande a nivel mundial y proporcionando servicio a más de 13000 embarcaciones

La relación de área expandida- disco tiene cierta influencia en el resultado del rendimiento en aguas libres de la hélice, siendo más grande, cuando menor sea esta relación. Por esa razón, utilizaremos el número obtenido por el criterio de Kellner como relación área expandida-disco para el cálculo del rendimiento de los tres casos.

5.2.2.1 Análisis dimensional

El análisis dimensional es una herramienta basada en el *teorema π de Vaschy-Buckingham*¹¹, gracias a la cual es posible simplificar el estudio cambiando el conjunto original de los parámetros de entrada, por otro conjunto de parámetros de entrada adimensionales, reduciendo así el número total de variables independientes. Implementando este método para el empuje, obtenemos las siguientes relaciones:

$$KT = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$Rn = \frac{Va \cdot D}{v}$$

$$Fn = \frac{Va}{\sqrt{g \cdot D}}$$

$$J = \frac{Va}{n \cdot D}$$

$$Cp = \frac{p}{\rho \cdot Va^2}$$

Donde $T = \text{Empuje [N]}$

$\rho = \text{Densidad } \left[1,025 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$

$n = \text{Revoluciones de la hélice } \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

$D = \text{Diámetro [m]}$

$Va = \text{Velocidad de avance } \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

$p = \text{Presión absoluta } \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$

¹¹_Ampliación en anexo F

Aplicando el mismo procedimiento para el par, se obtienen unos resultados idénticos, a excepción del coeficiente adimensional, que es:

$$KQ = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

Donde $Q = \text{Par} [N \cdot m]$

$\rho = \text{Densidad} \left[1,025 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$

$n = \text{Revoluciones de la hélice} \left[\frac{m}{s} \right]$

$D = \text{Diámetro} [m]$

Por tanto, se puede escribir las siguientes afirmaciones:

$$KT = F(Rn, Fn, J, Cp)$$

$$KQ = F'(Rn, Fn, J, Cp)$$

Estos coeficientes adimensionales pueden ser simplificados, ya que el empuje y el par realizados por una hélice dependen, a no ser que aparezca la cavitación, exclusivamente de la diferencia de presión generada entre la cara de presión y de succión de las palas. Por tanto, los coeficientes adimensionales anteriores se pueden reescribir de tal manera:

$$KT = F(Rn, Fn, J)$$

$$KQ = F'(Rn, Fn, J)$$

Finalmente, también es posible despreciar en número de Froude, ya que este tiene relación exclusivamente con la formación de olas, y las hélices, al situarse en una determinada profundidad, no se ven afectadas. Así pues, los coeficientes adimensionales de empuje y par se pueden expresar como una función que depende exclusivamente del número de Reynolds y el grado de avance.

$$KT = F(Rn, J)$$

$$KQ = F'(Rn, J)$$

5.2.2.1 Obtención coeficiente KQ y KT

Oosterveld y van Oossanen hicieron una publicación en julio de 1975 acerca de su estudio de regresión, a partir de una gran cantidad de ensayos a hélices modelo, en donde llegaron a la conclusión de las siguientes fórmulas para poder calcular las características en aguas abiertas de un conjunto de hélices a partir de las siguientes características: grado de avance, paso, relación de área expandida y número de palas.

El coeficiente de par (KQ) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$KQ = \sum_{n=1}^{47} C_n \cdot (J)^{S_n} \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^{T_n} \cdot \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^{U_n} \cdot Z^{V_n}$$

Donde $C_n = \text{Coeficiente}$

$S_n, T_n, U_n, V_n = \text{Exponentes tabulados}$

$\frac{P}{D} = \text{Relación Paso} - \text{Diámetro}$

$\frac{Ae}{Ao} = \text{Relación area expandida}$

$Z = \text{número de palas}$

El cálculo, tanto del coeficiente "C", como de los diferentes exponentes tabulados comentados anteriormente, viene dados por la siguiente tabla extraída de los estudios publicados por Oosterveld y van Oossanen:

N	C	J	P/D	AE/AO	Z
1	0,003794	0	0	0	0
2	0,008865	2	0	0	0
3	-0,032241	1	1	0	0
4	0,003448	0	2	0	0
5	-0,040881	0	1	1	0
6	-0,108009	1	1	1	0
7	-0,088538	2	1	1	0
8	0,188561	0	2	1	0
9	-0,003709	1	0	0	1
10	0,005137	0	1	0	1
11	0,020945	1	1	0	1
12	0,004743	2	1	0	1
13	-0,007234	2	0	1	1
14	0,004384	1	1	1	1
15	-0,026940	0	2	1	1
16	0,055808	3	0	1	0
17	0,016189	0	3	1	0
18	0,003181	1	3	1	0
19	0,015896	0	0	2	0
20	0,047173	1	0	2	0
21	0,019628	3	0	2	0
22	-0,050278	0	1	2	0
23	-0,030055	3	1	2	0
24	0,041712	2	2	2	0

25	-0,039772	0	3	2	0
26	-0,003500	0	6	2	0
27	-0,010685	3	0	0	1
28	0,001109	3	3	0	1
29	-0,000314	0	6	0	1
30	0,003599	3	0	1	1
31	-0,001421	0	6	1	1
32	-0,003836	1	0	2	1
33	0,012680	0	2	2	1
34	-0,003183	2	3	2	1
35	0,003343	0	6	2	1
36	-0,001835	1	1	0	2
37	0,000112	3	2	0	2
38	-0,000030	3	6	0	2
39	0,000270	1	0	1	2
40	0,000833	2	0	1	2
41	0,001553	0	2	1	2
42	0,000303	0	6	1	2
43	-0,000184	0	0	2	2
44	-0,000425	0	3	2	2
45	0,000087	3	3	2	2
46	-0,000466	0	6	2	2
47	0,000055	1	6	2	2

Tabla 10: Coeficientes KQ

La ecuación anterior es válida sólo para un número de Reynolds local igual a $2 \cdot 10^6$, pero para poder extender estos resultados a números de Reynolds superiores (hasta un máximo de $2 \cdot 10^9$) hay que aplicar una pequeña corrección:

$$\begin{aligned} \Delta KQ = & -0.000591412 + 0.00696898 \cdot \frac{P}{D} - 0.0000666654 \cdot Z \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^6 + 0.0160818 \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^2 - \\ & 0.000938091 \cdot (\log Rn - 0.301) \cdot \frac{P}{D} - 0.00059593 \cdot (\log Rn - 0.301) \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^2 + \\ & 0.0000782099 \cdot (\log Rn - 0.301) \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^2 + 0.0000052199 \cdot (\log Rn - 0.301) \cdot Z \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot J^2 - \\ & 0.00000088528 \cdot (\log Rn - 0.301)^2 \cdot Z \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot \frac{P}{D} \cdot J + 0.0000230171 \cdot (\log Rn - 0.301) \cdot Z \cdot \\ & \left(\frac{P}{D}\right)^6 - 0.00000184341 \cdot (\log Rn - 0.301)^2 \cdot Z \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^6 - 0.00400252 \cdot (\log Rn - 0.301) \cdot \\ & \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^2 + 0.000220915 \cdot (\log Rn - 0.301)^2 \cdot \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^2 \end{aligned}$$

Donde $\frac{P}{D} = \text{Relación paso} - \text{diámetro}$

$Z = \text{Número de palas}$

$\frac{Ae}{Ao} = \text{Relación área expandida} - \text{área disco}$

$Rn = \text{Número de Reynolds}$

$J = \text{Grado de avance}$

El coeficiente KT se calcula siguiendo la misma ecuación que se ha utilizado para el coeficiente KQ, donde los valores para el coeficiente "C" y los exponentes de las otras variables también vienen definidos:

$$KT = \sum_{n=1}^{39} C_n \cdot (J)^{S_n} \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^{t_n} \cdot \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^{u_n} \cdot Z^{v_n}$$

Donde $C_n = \text{Coeficiente}$

$S_n, t_n, u_n, v_n = \text{Exponentes tabulados}$

$\frac{P}{D} = \text{Relación Paso – Diámetro}$

$\frac{Ae}{Ao} = \text{Relación area expandida}$

$Z = \text{número de palas}$

N	C	J	P/D	AE/AO	Z
1	0,008805	0	0	0	0
2	-0,204554	1	0	0	0
3	0,166351	0	1	0	0
4	0,158114	0	2	0	0
5	-0,147581	2	0	1	0
6	-0,481497	1	1	1	0
7	0,415437	0	2	1	0
8	0,014404	0	0	0	1
9	-0,053005	2	0	0	1
10	0,014348	0	1	0	1
11	0,060683	1	1	0	1
12	-0,012589	0	0	1	1
13	0,010969	1	0	1	1
14	-0,133698	0	3	0	0
15	0,006384	0	6	0	0
16	-0,001327	2	6	0	0
17	0,168496	3	0	1	0
18	-0,050721	0	0	2	0
19	0,085456	2	0	2	0
20	-0,050448	3	0	2	0
21	0,010465	1	6	2	0
22	-0,006483	2	6	2	0
23	-0,008417	0	3	0	1
24	0,016842	1	3	0	1
25	-0,001023	3	3	0	1
26	-0,031779	0	3	1	1
27	0,018604	1	0	2	1
28	-0,004108	0	2	2	1
29	-0,000607	0	0	0	2
30	-0,004982	1	0	0	2
31	0,002598	2	0	0	2
32	-0,000561	3	0	0	2
33	-0,001637	1	2	0	2
34	-0,000329	1	6	0	2
35	0,000117	2	6	0	2
36	0,000691	0	0	1	2
37	0,004217	0	3	1	2
38	0,000057	3	6	1	2
39	-0,001466	0	3	2	2

Tabla 11: Coeficientes KT

La corrección del número de Reynolds para que la fórmula tenga validez hasta valores de Reynolds equivalentes a $2 \cdot 10^9$ es:

$$\Delta KT = 0,000353485 - 0,00333758 \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot J^2 - 0,0047812 \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot \frac{P}{D} \cdot J + 0,000257792$$

$$(\log Rn - 0,301)^2 \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot J^2 + 0,0000643192 \cdot (\log Rn - 0,301) \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^6 \cdot J^2 -$$

$$0,0000110636 \cdot (\log Rn - 0,301)^2 \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^6 \cdot J^2 - 0,0000276305 \cdot (\log Rn - 0,301)^2 \cdot Z \cdot$$

$$\frac{Ae}{Ao} \cdot J^2 + 0,0000954 \cdot (\log Rn - 0,301) \cdot Z \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot \frac{P}{D} \cdot J + 0,0000032049 \cdot (\log Rn - 0,301) \cdot$$

$$Z^2 \cdot \frac{Ae}{Ao} \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^3$$

Donde $\frac{P}{D} = \text{Relación paso – diámetro}$

$Z = \text{Número de palas}$

$\frac{Ae}{Ao} = \text{Relación área expandida – área disco}$

$Rn = \text{Número de Reynolds}$

$J = \text{Grado de avance}$

5.2.2.2 Rendimiento de la hélice en aguas libres, η_o

El rendimiento en aguas libres (η_o) es un coeficiente que sirve para determinar la eficiencia de la hélice al funcionar en un *flujo laminar*¹², debido a la ausencia de las formas del casco de la embarcación que impiden la deformación de dicho flujo. Este coeficiente depende de distintas variables que son: el coeficiente de empuje (KT), el coeficiente de torque (KQ) y el grado de avance (J), que, a su misma vez, depende de la velocidad de avance (VA), el número de revoluciones a las que gira la hélice (n) y finalmente el diámetro de la hélice (D):

$$\eta_o = \frac{VA \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q} = \frac{J \cdot KT}{2 \cdot \pi \cdot KQ}$$

Donde $VA = \text{Velocidad de avance del buque} \left[\frac{m}{s} \right]$

$n = \text{Revoluciones hélice} \left[\frac{m}{s} \right]$

$T = \text{Empuje} [N]$

¹² Flujo laminar: flujo que se caracteriza porque las partículas del fluido se desplazan en láminas paralelas entre sin entremezclarse entre ellas, característico de fluidos de velocidades bajas o viscosidades altas.

$Q = \text{Torque [N]}$

$J = \text{Grado de avance}$

$KT, KQ = \text{Coeficientes empuje y par}$

La obtención del máximo rendimiento en aguas libres de los tres casos estudiados se ha realizado mediante el complemento de las hojas de cálculo de Microsoft Excel llamado "solver". Esta herramienta está basada en el algoritmo simplex, el cual consiste en un conjunto de métodos que permiten la resolución de problemas de programación lineal, es decir, problemas donde se busca maximizar el valor de una función lineal, en nuestro caso el rendimiento, sobre unas variables que satisfagan un conjunto de inecuaciones lineales, conocidas como restricciones.

Para la utilización del solver, el primer paso a seguir es el de definir la función que se quiere maximizar. En nuestro caso esta función es el rendimiento en aguas libres.

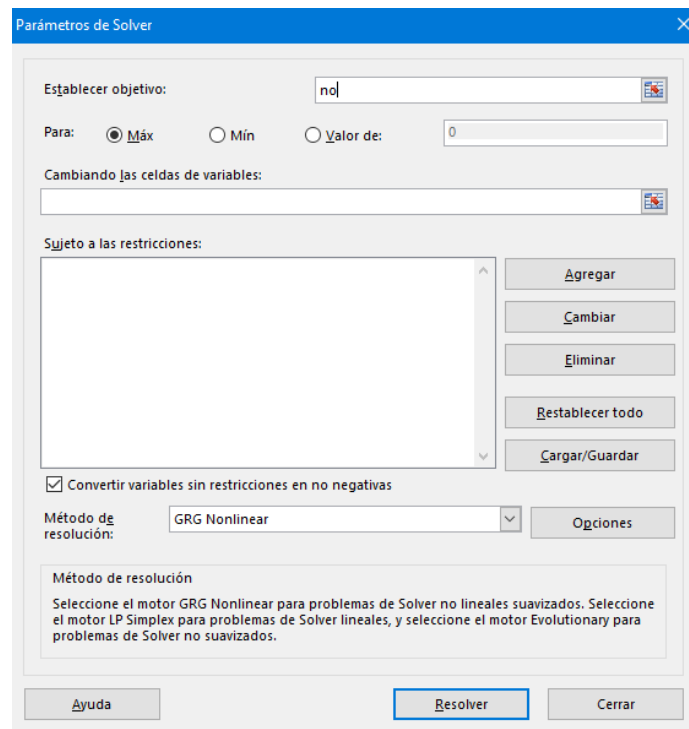


Figura 18: Definición función a maximizar (Solver)

Una vez definida la celda principal, se introduce el conjunto de las variables que el programa puede modificar para conseguir el resultado más óptimo posible. En nuestro caso: la relación área expandida-disco, relación paso-diámetro y el número de revoluciones.

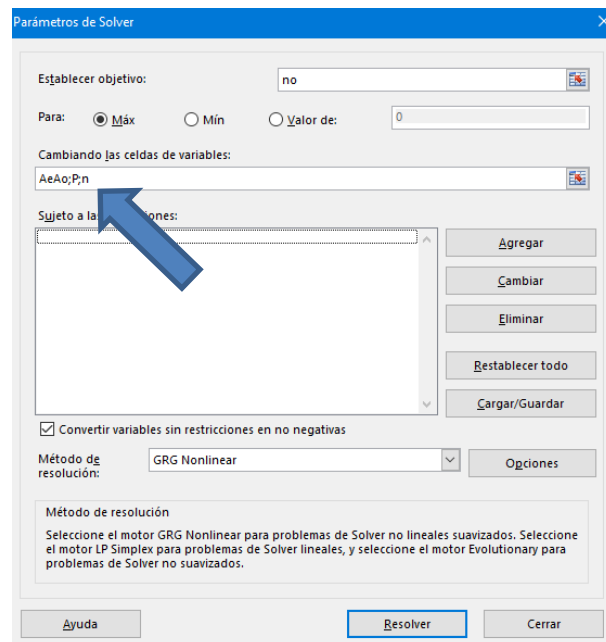


Figura 19: Definición de las variables (Solver)

Finalmente se introducen las restricciones explicadas en el punto 5.2.1 (restricciones) en forma de inecuaciones.

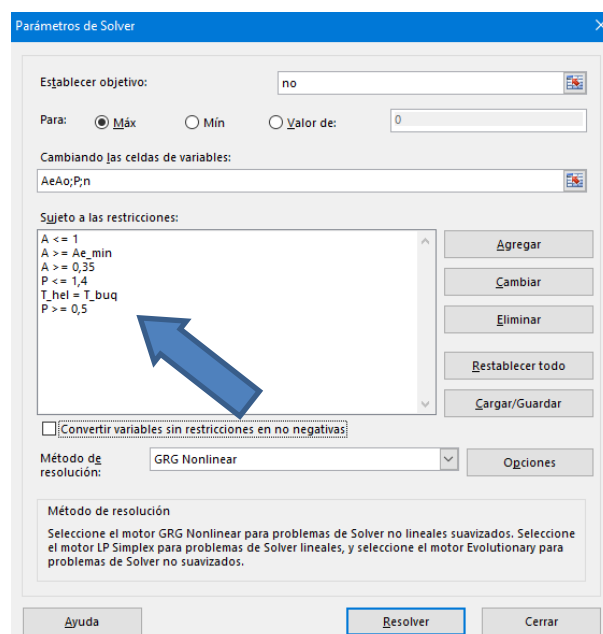


Figura 20: Definición de las restricciones en la serie B (Solver)

Repitiendo el procedimiento para los tres casos del estudio, se han obtenido los siguientes resultados:

- Caso A:

AE/AO	0,740
Z	3
D	1,2 m
P/D	0,830
n	667,8 rpm
Rn	1,26E+10
C_{0.75}	0,4513 m
V_{0.75}	32,4 m/s
J	0,510
K_T	0,1903
K_Q	0,0246
T	50,1 KN
Q	7,8 KN·m
η₀	0,6287

Tabla 12: Resultados Caso A

- Caso B:

AE/AO	0,827
Z	4
D	1,2 m
P/D	0,875
n	667,5 rpm
Rn	1,43E+10
C_{0.75}	0,5103 m
V_{0.75}	32,4 m/s
J	0,510
K_T	0,1903
K_Q	0,0250
T	50,1 KN
Q	7,9 KN·m
η₀	0,6173

Tabla 13: Resultados Caso B

- Caso C:

AE/AO	0,914	
Z	5	
D	1,2	m
P/D	0,848	
n	667,8	rpm
Rn	1,78E+10	
C_{0.75}	0,6356	m
V_{0.75}	32,4	m/s
J	0,510	
K_T	0,1905	
K_Q	0,0261	
T	50,1	KN
Q	8,2	KN·m
η₀	0,5924	

Tabla 14: Resultados Caso C

Así pues, la elección de la hélice óptima se efectuará única y exclusivamente a partir del rendimiento obtenido en aguas libres y como se puede observar de las [Tablas 12-13-14], la hélice que mayor rendimiento tiene es la del caso A. Este resultado que ya se podía intuir debido a que es la hélice que cuenta con el menor número de palas y relación área expandida-disco y como se ha explicado anteriormente, la disminución de estos factores aumentaban el rendimiento.

A modo de resumen, el sistema propulsivo del proyecto estará formado por dos líneas propulsivas, donde las dos hélices encargadas de generar el empuje suficiente tendrán las siguientes características:

Número de palas	Z	3	
Relación Área expandida-disco	Ae/Ao	0,74	
Área disco	Ao	15,904	m ²
Área expandida	Ae	11,769	m ²
Diámetro	D	1,200	m
Relación Paso/diámetro	P/D	0,83	
Paso	P	996	mm
Rendimiento	η_o	0,629	

Tabla 15: Características hélice caso A

5.3 Rendimientos propulsivos del buque

5.3.1 Rendimiento rotativo-relativo, η_{rr}

El rendimiento rotativo relativo es un coeficiente que sirve para determinar la diferencia de potencia absorbida por la hélice, como consecuencia que el agua no fluye en ángulos rectos hacia el disco de la

hélice, sino como un tipo de flujo rotacional. En otras palabras, este rendimiento valora la diferencia de la potencia que absorbe la hélice por el simple hecho de estar colocada en el buque a diferencia del ensayo de aguas libres. El cálculo de este rendimiento se realiza a partir de la siguiente fórmula:

$$\eta_{rr} = 0,9737 + 0,111 \cdot (CP - 0,0225 \cdot XCC) - 0,06325 \cdot \frac{P}{D}$$

Donde $\frac{P}{D} = \text{Relación paso} - \text{diámetro}$

$CP = \text{Coeficiente prismático}$

$XCC = \text{Posición longitudinal del centro de carena}$

Para buques de una sola hélice este efecto suele ser beneficioso, llegando a obtener valores de rendimiento rotativo-relativos que oscilan entre un rango de 1 a 1,07. En cambio, para buques con doble hélice, como es nuestro caso, estos suelen ser inferiores a la unidad y toman valores cercanos a 0,98.

$$\eta_{rr} = 0,976$$

5.3.2 Rendimiento mecánico, η_m

La pérdida de potencia que sufre el sistema propulsivo del buque en el tramo situado entre la brida de acoplamiento en la salida del motor (Brake Horse Power - Potencia al freno) y el final del eje propulsivo (Shaft Horse Power - Potencia entregada del eje) se conoce como rendimiento mecánico [figura 21]. Esta reducción de eficiencia se debe a dos motivos principales: las pérdidas mecánicas producidas por el rozamiento en los cojinetes de apoyo, junto con otros elementos del eje y las reductoras acopladas a la salida del motor.

Este rendimiento se calcula como:

$$\eta_m = \frac{SHP}{BHP}$$

Donde $SHP = \text{Shaft Horse Power} - \text{Potencia entregada por el eje}$

$BHP = \text{Brake Horse Power} - \text{Potencia al freno}$

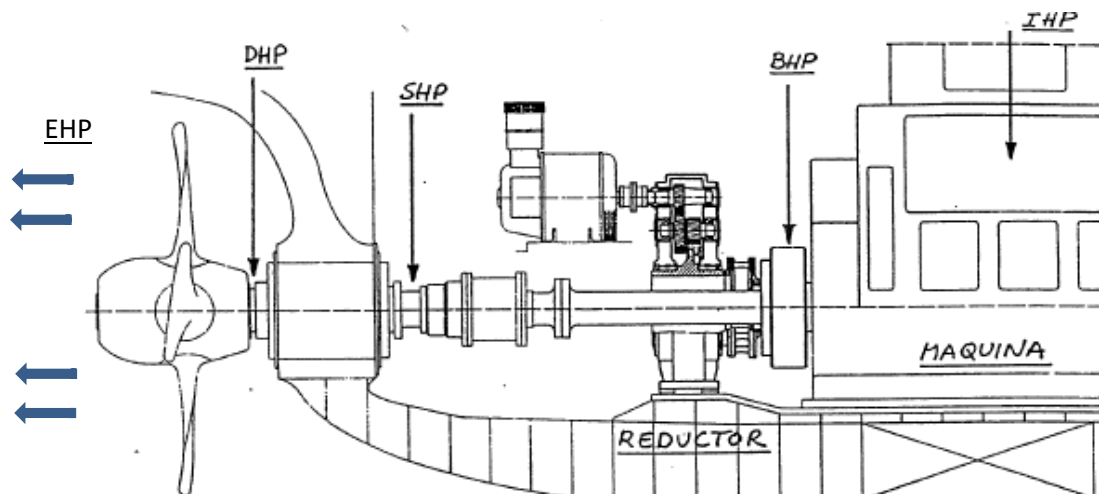


Figura 21: Nomenclatura de las potencias en las fases del sistema propulsivo

En nuestro caso, la potencia entregada en el eje nos es desconocida ya que en este proyecto se ha decidido no dimensionar ni el eje ni la reductora, así que, utilizaremos la siguiente tabla obtenida en los apuntes de Antonio Baquero [2] para poder aproximar el rendimiento mecánico de nuestra línea de ejes.

Reductora	Potencia instalada	η_m
No	$P < 1.000 \text{ bhp}$	0,97
No	$1.000 \text{ bhp} < p < 10.000 \text{ bhp}$	0,98
No	$P < 10.000 \text{ bhp}$	0,985/0,99
Sí	$P < 1.000 \text{ bhp}$	0,93/0,94
Sí	$1.000 \text{ bhp} < p < 10.000 \text{ bhp}$	0,94/0,96
Sí	$P < 10000 \text{ bhp}$	0,96/0,97

Tabla 16: Resumen de los valores de los rendimientos mecánicos

$$\eta_m = 0,95$$

5.3.3 Rendimiento propulsivo⁴, η_p

El rendimiento propulsivo es un coeficiente que sirve para determinar la eficacia total de la propulsión que dispone nuestro proyecto y se calcula como la relación de la potencia efectiva que necesita el buque para vencer la resistencia a su velocidad de diseño y la potencia entregada por el motor principal [figura 21], es decir:

$$\eta_p = \frac{EHP}{BHP}$$

Donde $EHP = \text{Effective Horse Power} - \text{Potencia efectiva}$

$BHP = \text{Brake Horse Power} - \text{Potencia de freno}$

A su misma vez, este rendimiento se puede desglosar en cuatro componentes principales que son:

$$\eta_p = \eta_o \cdot \eta_h \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_m$$

Donde $\eta_o = \text{Rendimiento en aguas libres}$

$\eta_h = \text{Rendimiento del casco}$

$\eta_{rr} = \text{Rendimiento rotativo} - \text{relativo}$

$\eta_m = \text{Rendimiento mecánico en el eje}$

$$\eta_h = \frac{1 - t}{1 - w} = 0,981$$

$$\eta_p = 0,5726$$

5.4 Estimación de la potencia para la planta propulsora

A partir de los datos calculados mediante las hojas de cálculo en el apartado de la predicción de la resistencia y potencia efectiva, se dispone del valor de potencia necesaria para vencer a la resistencia de la embarcación en la condición de diseño y, por tanto, para saber la potencia que habrá de entregar el motor se le aplicará el rendimiento propulsivo que de nuestro sistema propulsivo.

$$BHP_p = \frac{EHP}{\eta_p} = 516,33 \text{ kW}$$

Donde $EHP = \text{Effective Horse Power} - \text{potencia efectiva}$

$\eta_p = \text{Rendimiento propulsivo}$

En este proyecto, se utilizará como sistema propulsor el motor diésel, pudiendo expresarse la potencia al freno efectiva como una función de una constante multiplicada por la presión media efectiva y la velocidad del motor expresada en rpm.

$$BHP = ct1 \cdot pme \cdot n$$

Donde $ct1 = \text{Constante}$
 $pme = \text{Presión media efectiva}$
 $n = \text{Velocidad del motor [rpm]}$

Siendo la presión media efectiva un valor que relaciona la potencia generada por los cilindros del motor, sus longitudes de carreras y diámetros y la velocidad del motor y se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$pme = \frac{P \cdot c \cdot 1,2 \cdot 10^9}{D^2 \cdot L \cdot n \cdot \pi}$$

Donde $P = \text{Potencia generada un cilindro [kW]}$
 $c = \text{Revoluciones por ciclo operativo [rpm]}$
 $n = \text{Velocidad del motor [rpm]}$
 $D = \text{Diámetro del cilindro [mm]}$
 $L = \text{Carrera del pistón [mm]}$

La presión media efectiva pues, se puede considerar como otra constante, ya que a pesar que cambien las condiciones de servicio del motor, este número permanece invariable y la ecuación se puede simplificar:

$$BHP = ct1' \cdot n$$

Como se ha explicado en capítulos anteriores, la resistencia a la propulsión es proporcional al cuadrado de la velocidad del buque, siendo válida la siguiente ecuación:

$$R = ct2 \cdot V^2$$

Por tanto, siendo la potencia para la propulsión del buque, la multiplicación de la resistencia por la velocidad de diseño, obtenemos que dicha potencia es proporcional al cubo de la velocidad del buque:

$$P = R \cdot V = ct^2 \cdot V^3$$

Cuando el motor está acoplado a una hélice de paso fijo, la velocidad de este será proporcional al régimen de revoluciones y de esta manera, se podrá calcular la curva característica de la potencia necesaria según la velocidad de giro de la hélice:

$$BHP = ct' \cdot n^3$$

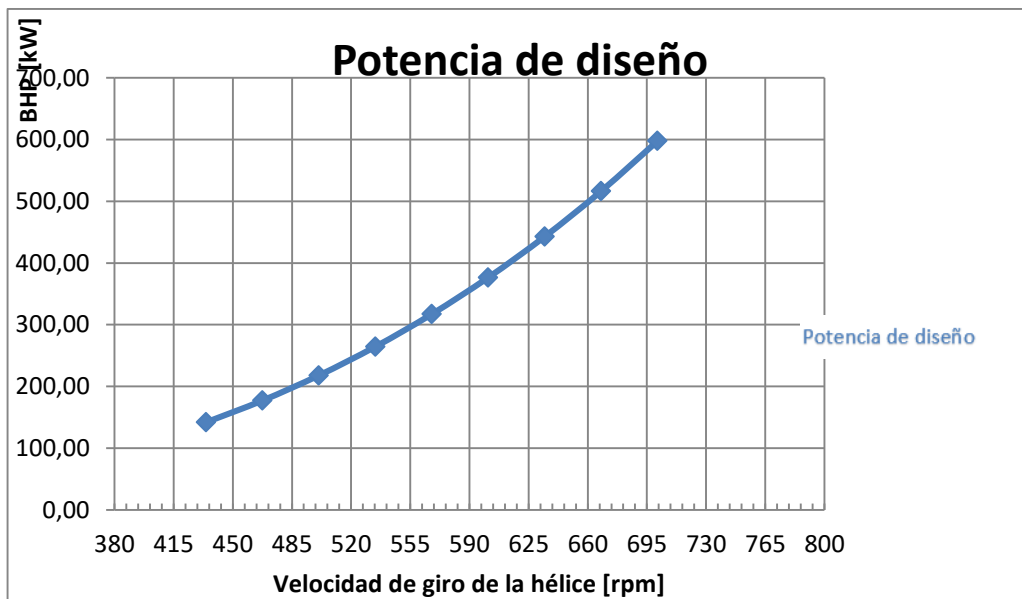
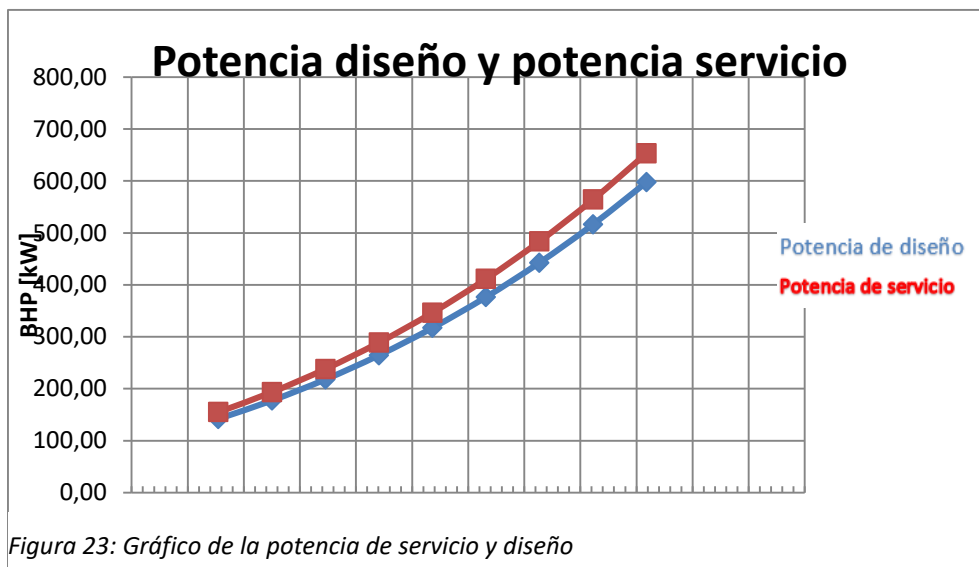


Figura 22: Gráfico de la potencia de diseño

Esta potencia se conoce como punto de diseño de la hélice o potencia de buque en pruebas y se caracteriza porque los cálculos suponen condiciones óptimas de funcionamiento en las que el casco se encuentra en condiciones ideales, es decir, recién pintado y sin ningún tipo de incrustaciones.

Como los requisitos anteriores solo se cumplen durante los primeros meses de navegación, la resistencia total del buque se ve aumentada y, con ello, el empuje y la potencia necesaria. Esto se traduce en una nueva curva donde se aplica un aumento del 3% de la potencia total demandada conocida como potencia en condiciones de servicio.

$$BHP' = 1,03 \cdot BHP = 531,81 \text{ kW}$$



Los estudios realizados para la predicción de la resistencia al avance se hacen suponiendo condiciones ambientales de aguas tranquilas, por lo que es muy importante tener en cuenta el factor de margen de mar, ya que la resistencia del buque se ve incrementada cuando dichas condiciones son desfavorables. Para este factor se suelen coger valores entre 5% y 20%, que en nuestro caso se elegirá un valor conservativo de 15%.

$$BHPs = 1,15 \cdot BHP' = 611,36 \text{ kW}$$

En todas las especificaciones de los motores, los fabricantes ofrecen un valor llamado "MCR" de sus siglas en inglés, Maximum Continuous Rating point, que consiste en la potencia máxima que puede ofrecer el motor funcionando de forma continua bajo condiciones de seguridad. En el caso de las embarcaciones del ámbito naval, se aplica un factor conocido como margen de motor que obliga a que el motor pueda ejercer la potencia requerida del buque en un régimen del 85% de su capacidad nominal. Por tanto, el punto MCR para nuestra planta motora será:

$$MCR = \frac{BHPs}{0,85} = 719,25 \text{ kW}$$

Los motores que se encargarán de administrar la potencia necesaria a sus respectivas hélices serán dos motores de 4 cilindros en línea Wärtsilä 4L20¹³, ya que estos han sido los motores encontrado en los diferentes catálogos de fabricantes con un menor sobredimensionado en términos de potencia en el punto MCR. Otro factor por el cual se ha escogido este motor, es porque dispone de 4 cilindros, por lo que nuestra hélice diseñada anteriormente de tres palas, no podrá entrar en resonancia y generar vibraciones molestas.

A modo de pequeño resumen, las especificaciones de los dos motores Wärtsilä 4L20 que instalará el Viudes 45 son:

- MCR = 800 kW
- Velocidad del motor en el punto MCR = 1000 rpm

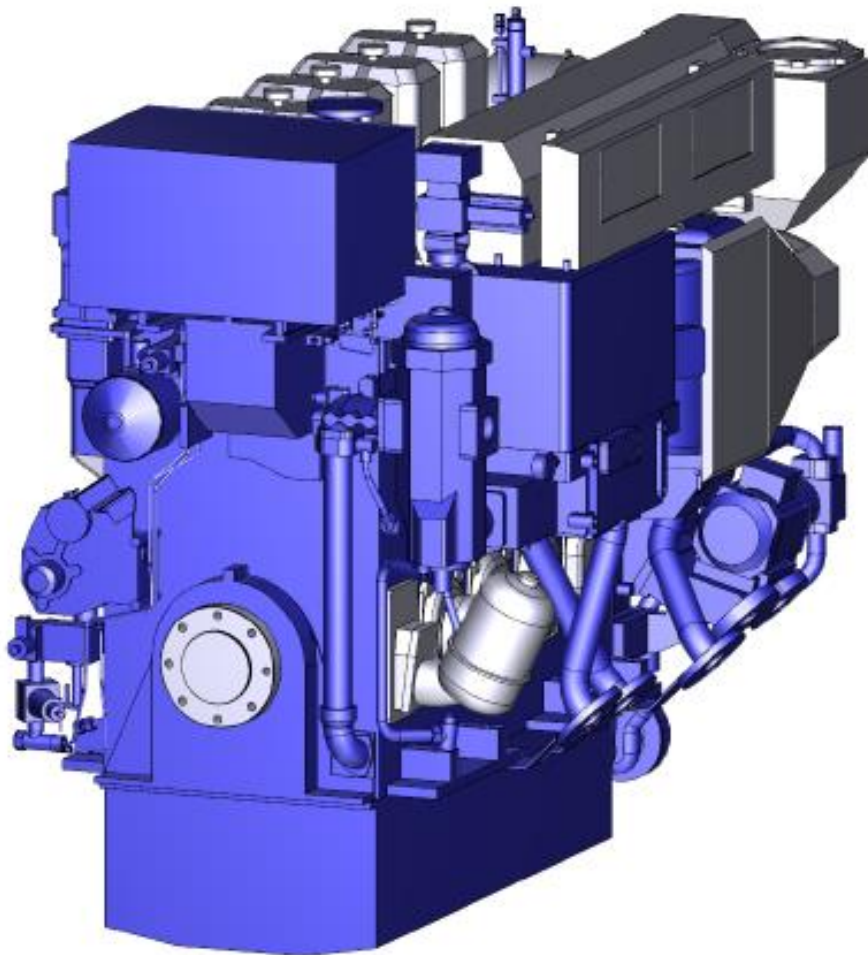


Figura 25: Wärtsilä 4L20

5.5 Geometría de la hélice

De los tres casos estudiados, como ya se ha comentado, se ha decidido escoger la hélice del caso A (3 palas), ya que es la que tiene un mayor rendimiento. En esta sección se pretende utilizar las guías establecidas por la serie B, para poder dimensionar la geometría de las diferentes secciones de la pala para posteriores análisis computacionales.

5.5.1 Cálculo de la cuerda

La cuerda es la longitud, medida desde el borde de entrada hasta el borde de salida, de las diferentes secciones que tiene la pala, y para las hélices de la serie B se obtiene a partir de la siguiente fórmula:

$$c(r) = \frac{F \cdot D \cdot \frac{Ae}{Ao}}{Z}$$

Donde F = Coeficiente Serie B

D = Diámetro hélice [mm]

Ae/Ao = Relación área expandida-disco

Z = Número de palas

Por lo tanto, los resultados de la longitud de la cuerda en las diferentes secciones de la cuerda son:

r/R	F (r)	Cuerda mm
0,2	1,633	483,37
0,3	1,832	542,27
0,4	2	592,00
0,5	2,12	627,52
0,6	2,186	647,06
0,7	2,168	641,73
0,8	2,127	629,59
0,9	1,657	490,47
1	0	0

Tabla 17: Resumen longitudes de las cuerdas

5.5.2 Cálculo de la generatriz

La generatriz es la línea que sirve como guía, donde las diferentes secciones de la pala se colocan verticalmente. Esta se calcula según la siguiente fórmula:

$$DI = a \cdot c(r)$$

Donde a = Coeficiente Serie B

$c(r)$ = longitud de la cuerda en el radio no dimensional r [mm]

Los resultados de la distancia de la generatriz respecto al borde de ataque de la sección vienen resumidos en la siguiente tabla:

r/R	a	DI [mm]
0,2	0,616	303,04
0,3	0,611	340,37
0,4	0,599	363,47
0,5	0,583	371,37
0,6	0,558	361,22
0,7	0,526	333,81
0,8	0,481	280,48
0,9	0,4	187,31
1	0	0,00

Tabla 18: Posición de la línea generatriz respecto el borde de entrada

5.5.3 Cálculo de la línea de máximo espesor

El punto de los espesores máximos de cada sección para las hélices de la serie B viene dado por la siguiente fórmula:

$$MT = b \cdot c(r)$$

Donde b = Coeficiente serie B

$c(r)$ = longitud de la cuerda en la sección

Así pues, la distancia de los puntos donde se encuentra el máximo espesor en cada sección, con respecto al borde de ataque son:

r/R	b	Línea espesor máx. [mm]
0,2	0,35	172,1832
0,3	0,35	194,9752
0,4	0,35	212,38
0,5	0,355	226,13216
0,6	0,389	251,819928
0,7	0,442	280,503808
0,8	0,478	278,73136
0,9	0,5	234,136
1	0	0

Tabla 19: Posición de la línea de máximo espesor respecto el borde de entrada

Además, también es posible cuantificar los valores de los espesores máximos en los puntos de todas las secciones a partir de la siguiente fórmula:

$$\frac{t}{D} = Ar - Br \cdot Z$$

Donde D = Diámetro de la hélice [mm]

Ar = Coeficiente serie B

Br = Coeficiente serie B

Z = Número de palas

r/R	Ar	Br	tmax (mm)
0,2	0,0526	0,004	48,72
0,3	0,0464	0,0035	43,08
0,4	0,0402	0,003	37,44
0,5	0,034	0,0025	31,80
0,6	0,0278	0,002	26,16
0,7	0,0216	0,0015	20,52
0,8	0,0154	0,001	14,88
0,9	0,0092	0,0005	9,24
1	0,003	0	3,60

Tabla 20: Espesores máximos

5.5.4 Cálculo de las secciones de la pala

La serie B permite dibujar los perfiles de las secciones expandidas en los diferentes radios relativos, desde la raíz hasta la punta de la pala. La generación de dichos perfiles surge a partir de la intersección de distintos cilindros coaxiales con el eje, los cuales han sido estirado hasta mostrarse planos. [\[figura 25\]](#)

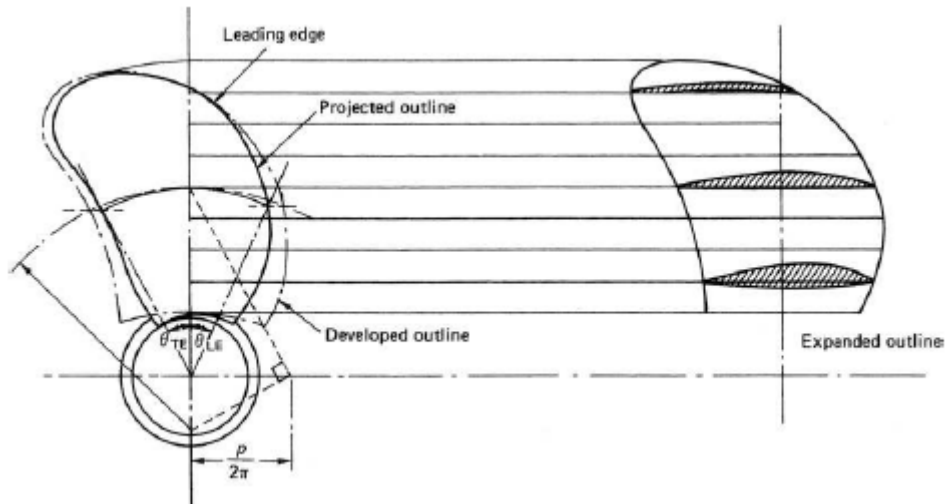


Figura 25: Perfiles expandidos

Todos los puntos de los perfiles se obtienen en referencia a la línea de referencia o pitch [\[Figura 26\]](#) que es una coordenada de referencia respecto la línea de máximo espesor de la sección calculada anteriormente. Esta tiene tres valores que siempre coinciden para todas las secciones y son: el borde de ataque, que equivale a $P = 1$; la posición del espesor máximo de la sección, que coincide con $P = 0$ y finalmente el borde de salida, que se corresponde con $P = -1$.

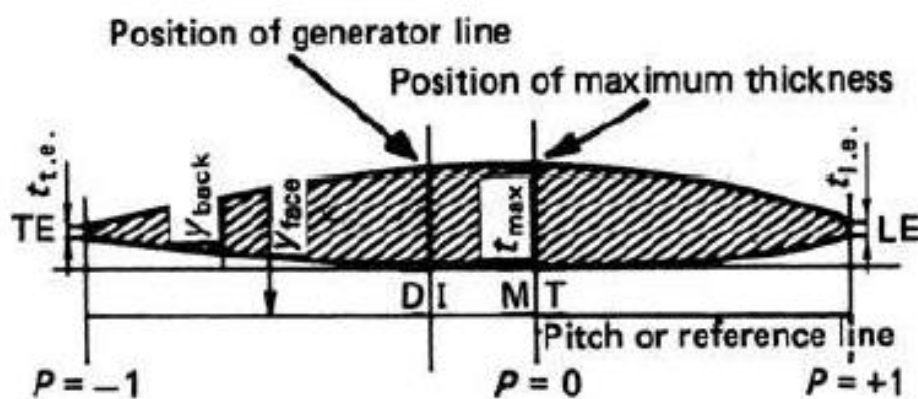


Figura 26: Elementos de la sección de la pala [10]

Los puntos de las caras de presión y succión situados detrás de la línea de máximo espesor se calculan a partir de las siguientes fórmulas:

Para $P < 0$:

$$Y_{face} = V1 \cdot (t_{max} - t_{t.e.})$$

$$Y_{back} = (V1 + V2) \cdot (t_{max} - t_{t.e.}) + t_{t.e.}$$

Donde t_{TE} = Espesor del borde de salida. [mm]

T_{LE} = Espesor del borde de entrada. [mm]

$V1, V2$ = Coeficientes tabulados serie B

Mientras que los puntos de las secciones situados en la parte anterior a la línea de máximo espesor se calculan a partir de estas fórmulas

Para $P > 0$:

$$Y_{face} = V1 (t_{max} - t_{l.e.})$$

$$Y_{back} = (V1 + V2)(t_{max} - t_{l.e.}) + t_{l.e.}$$

Donde t_{TE} = Espesor del borde de salida. [mm]

T_{LE} = Espesor del borde de entrada. [mm]

$V1, V2$ = Coeficientes tabulados serie B

El espesor, tanto del borde de entrada, como el de salida, para todo tipo de palas convencionales viene dado por un valor tabulado en relación al espesor máximo de la sección:

r/R	t_{le}/t_{max}	t_{te}/t_{max}	Leading Edge (mm)	Trailing Edge (mm)
0,15	0,119	0,053	6,09864	2,70084
0,2	0,12	0,057	5,8464	2,77704
0,25	0,122	0,062	5,59416	2,85324
0,3	0,124	0,068	5,34192	2,92944
0,4	0,127	0,075	4,75488	2,808
0,5	0,13	0,085	4,134	2,703
0,6	0,134	0,1	3,50544	2,616
0,7	0,143	0,12	2,93436	2,4624
0,8	0,17	0,152	2,5296	2,26176
0,9	0,245	0,245	2,2638	2,2638

Tabla 21: Espesor de los bordes de entrada y salida

Aplicando los coeficientes que se mostrarán a continuación a las fórmulas de los puntos de las caras de presión y succión, se obtienen los puntos necesarios para dibujar los perfiles de todas las secciones de la pala, los cuales se utilizarán posteriormente para el diseño tridimensional de la hélice.

Coeficientes V1:

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
0,15	0,3	0,2824	0,265	0,23	0,195	0,161	0,128	0,0955	0,0365	0
0,2	0,2826	0,263	0,24	0,1967	0,157	0,1207	0,088	0,0592	0,0172	0
0,25	0,2598	0,2372	0,2115	0,1651	0,1246	0,0899	0,0579	0,035	0,0084	0
0,3	0,2306	0,204	0,179	0,1333	0,0943	0,0623	0,0376	0,0202	0,0033	0
0,4	0,1467	0,12	0,0972	0,063	0,0395	0,0214	0,0116	0,0044	0	0
0,5	0,0522	0,042	0,033	0,019	0,01	0,004	0,0012	0	0	0
0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,7-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

r/R	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
0,15	0,0096	0,0384	0,0615	0,092	0,132	0,187	0,223	0,2642	0,315	0,386
0,2	0,0049	0,0304	0,052	0,0804	0,118	0,1685	0,2	0,2353	0,2821	0,356
0,25	0,0031	0,0224	0,0417	0,0669	0,1008	0,1465	0,1747	0,2068	0,2513	0,3256
0,3	0,0027	0,0148	0,03	0,0503	0,079	0,1191	0,1445	0,179	0,2186	0,2923
0,4	0	0,0033	0,009	0,0189	0,0357	0,0637	0,0833	0,1088	0,1467	0,2181
0,5	0	0	0,0008	0,0034	0,0085	0,0211	0,0328	0,05	0,0778	0,1278
0,6	0	0	0	0	0	0,0006	0,0022	0,0067	0,0169	0,0382
0,7-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 22: Coeficientes V1

Coeficientes V2:

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
0,15	0	0,054	0,1325	0,287	0,428	0,5585	0,677	0,7805	0,936	1
0,2	0	0,064	0,1455	0,306	0,4535	0,5842	0,6995	0,7984	0,9446	1
0,25	0	0,0725	0,1567	0,3228	0,474	0,605	0,7184	0,8139	0,9519	1
0,3	0	0,08	0,167	0,336	0,4885	0,6195	0,7335	0,8265	0,9583	1
0,4	0	0,0905	0,181	0,35	0,504	0,6353	0,7525	0,8415	0,9645	1
0,5	0	0,095	0,1865	0,3569	0,514	0,6439	0,758	0,8456	0,9639	1
0,6	0	0,0965	0,1885	0,3585	0,511	0,6415	0,753	0,8426	0,9613	1
0,7	0	0,0975	0,19	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,96	1
0,8	0	0,0975	0,19	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,96	1
0,85	0	0,0975	0,19	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,96	1
0,9	0	0,0975	0,19	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,96	1
1	0	0,0975	0,19	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,96	1

r/R	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
0,15	0,976	0,8825	0,8055	0,7105	0,5995	0,452	0,3665	0,26	0,13	0
0,2	0,975	0,8875	0,817	0,7277	0,619	0,4777	0,3905	0,284	0,156	0
0,25	0,9751	0,8899	0,8259	0,7415	0,6359	0,4982	0,4108	0,3042	0,1758	0
0,3	0,975	0,802	0,8315	0,752	0,6505	0,513	0,4265	0,3197	0,189	0
0,4	0,9725	0,8933	0,8345	0,7593	0,659	0,522	0,4335	0,3235	0,1935	0
0,5	0,971	0,888	0,8275	0,7478	0,643	0,5039	0,4135	0,3056	0,175	0
0,6	0,969	0,879	0,809	0,72	0,606	0,462	0,3775	0,272	0,1485	0
0,7	0,9675	0,566	0,785	0,684	0,5615	0,414	0,33	0,2337	0,124	0
0,8	0,9635	0,852	0,7635	0,6545	0,5265	0,3765	0,2925	0,2028	0,105	0
0,85	0,9615	0,845	0,755	0,6455	0,516	0,366	0,283	0,195	0,1	0
0,9	0,96	0,84	0,75	0,64	0,51	0,36	0,2775	0,19	0,0975	0
1	0,96	0,84	0,75	0,64	0,51	0,36	0,2775	0,19	0,0975	0

Tabla 23: Coeficientes V2

Sección 0,2 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Y _{face}	12,116	12,083	11,026	9,037	7,213	5,545	4,043	2,720	0,790	0,000	0,210	1,303	2,229	3,447	5,059	7,224	8,575	10,088	12,095	15,263
Y _{back}	15,103	17,800	20,488	25,873	30,825	35,162	38,957	42,178	46,965	48,720	47,858	45,200	43,104	40,493	37,444	33,551	31,163	28,111	24,629	21,109
t	2,987	5,717	9,462	16,836	23,612	29,617	34,914	39,458	46,175	48,720	47,648	43,897	40,874	37,046	32,385	26,327	22,589	18,003	12,535	5,846

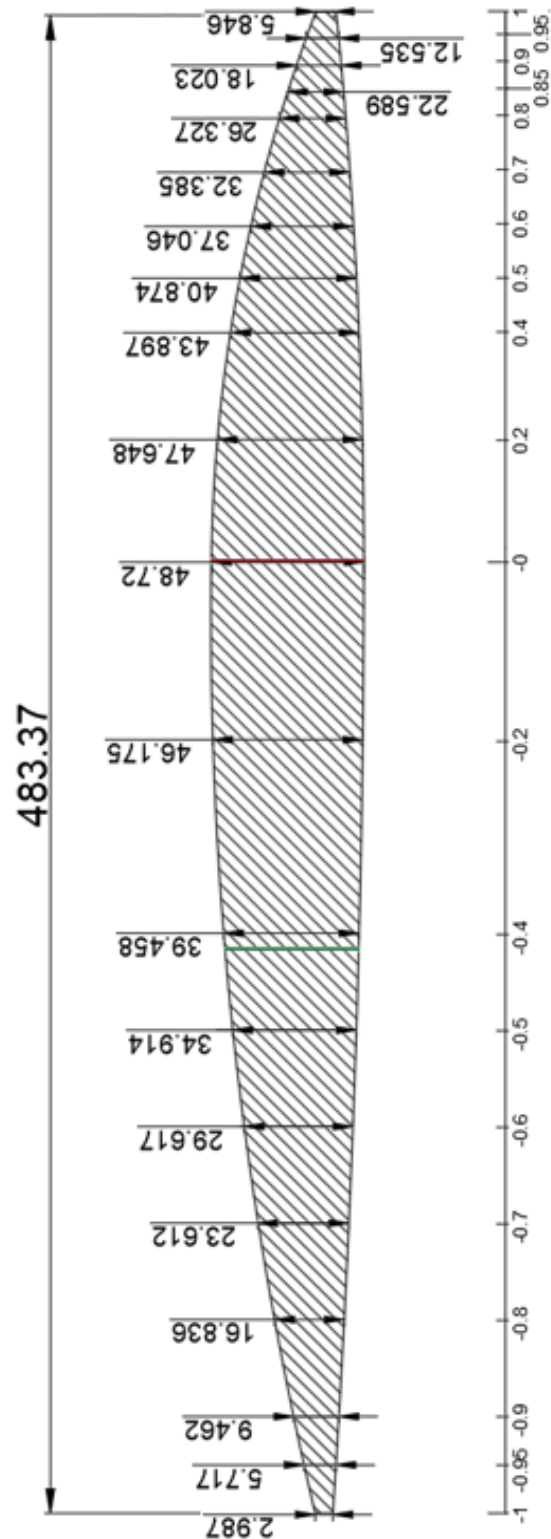


Figura 27: Sección 0,2 R

Sección 0,3 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Yface	9,259	8,191	7,187	5,352	3,786	2,501	1,510	0,811	0,132	0,000	0,133	0,960	1,788	2,868	4,322	6,281	7,490	8,866	10,774	13,960
Yback	12,188	14,332	16,822	21,772	26,329	30,304	33,890	36,925	41,538	43,080	42,238	36,166	37,853	35,619	32,872	29,196	26,890	24,049	20,724	16,373
espesor	3,139	6,141	9,635	16,420	22,543	27,803	32,380	36,114	41,406	43,080	42,106	35,206	36,065	32,751	28,550	22,915	19,400	15,182	9,950	5,112

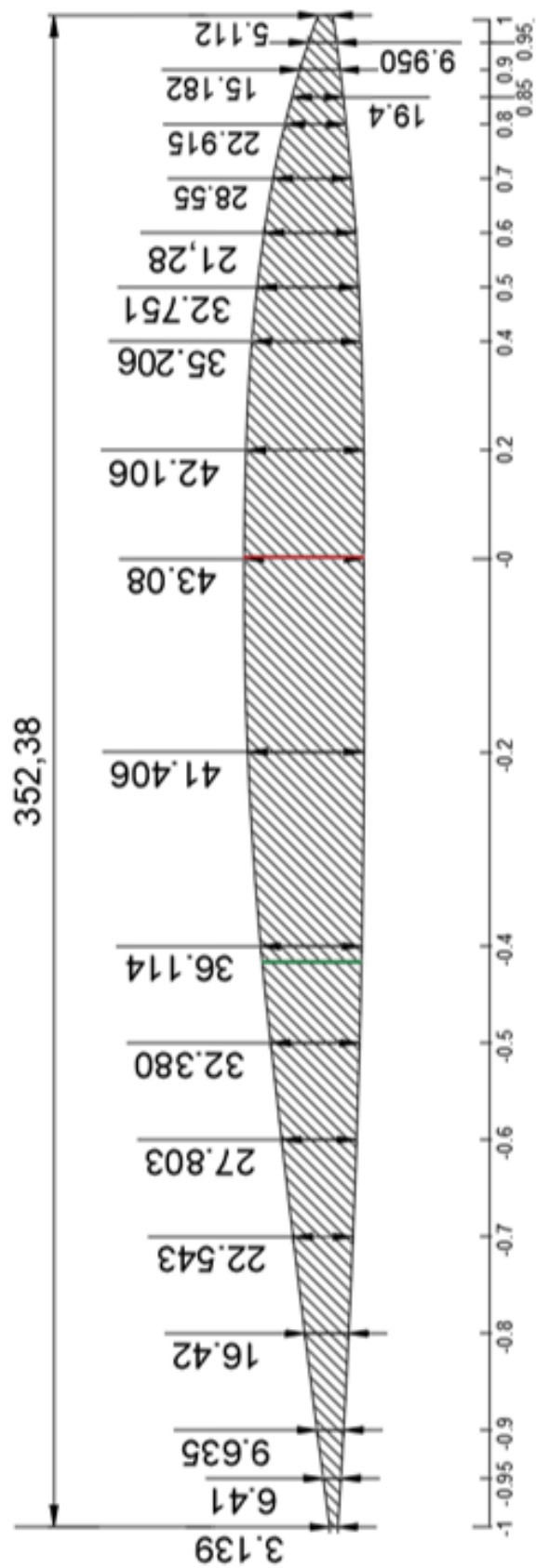


Figura 28: Sección 0,3R

Sección 0,4 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
y _{face}	5,081	4,156	3,366	2,182	1,368	0,741	0,402	0,152	0,000	0,000	0,116	0,635	1,286	2,157	3,387	5,106	6,195	7,546	9,372	10,578
y _{back}	8,099	10,098	12,443	17,111	21,630	25,551	29,270	32,103	36,211	37,440	36,541	34,060	32,325	30,190	27,461	23,899	21,647	18,885	15,874	14,741
espesor	3,018	5,942	9,076	14,929	20,263	24,810	28,869	31,951	36,211	37,440	36,425	33,426	31,039	28,034	24,074	18,792	15,451	11,339	6,502	4,269

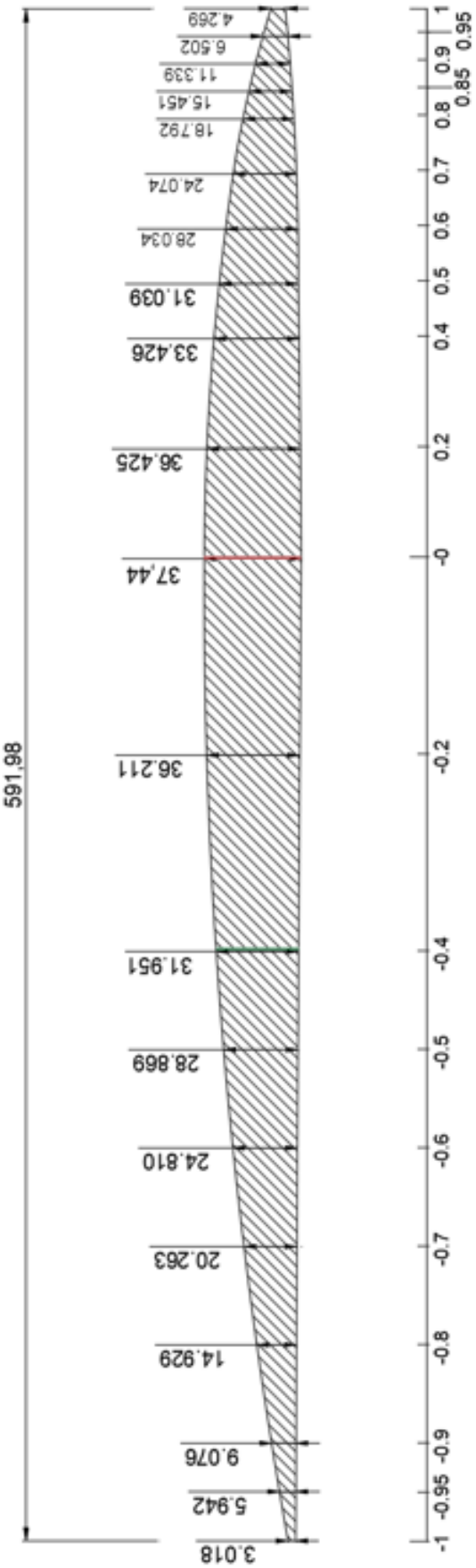


Figura 29: Sección 0,4R

Sección 0,5 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
y _{face}	1,519	1,222	0,960	0,553	0,291	0,116	0,035	0,000	0,000	0,000	0,000	0,141	0,386	0,810	1,531	2,731	3,571	4,665	6,290	7,085
y _{back}	4,432	6,689	9,090	13,641	17,950	21,555	24,793	27,307	30,750	31,800	30,998	28,701	27,050	24,917	22,158	18,659	16,481	13,972	11,128	10,333
espesor	2,913	5,467	8,130	13,088	17,659	21,439	24,759	27,307	30,750	31,800	30,998	28,560	26,664	24,106	20,628	15,928	12,910	9,307	4,838	3,248

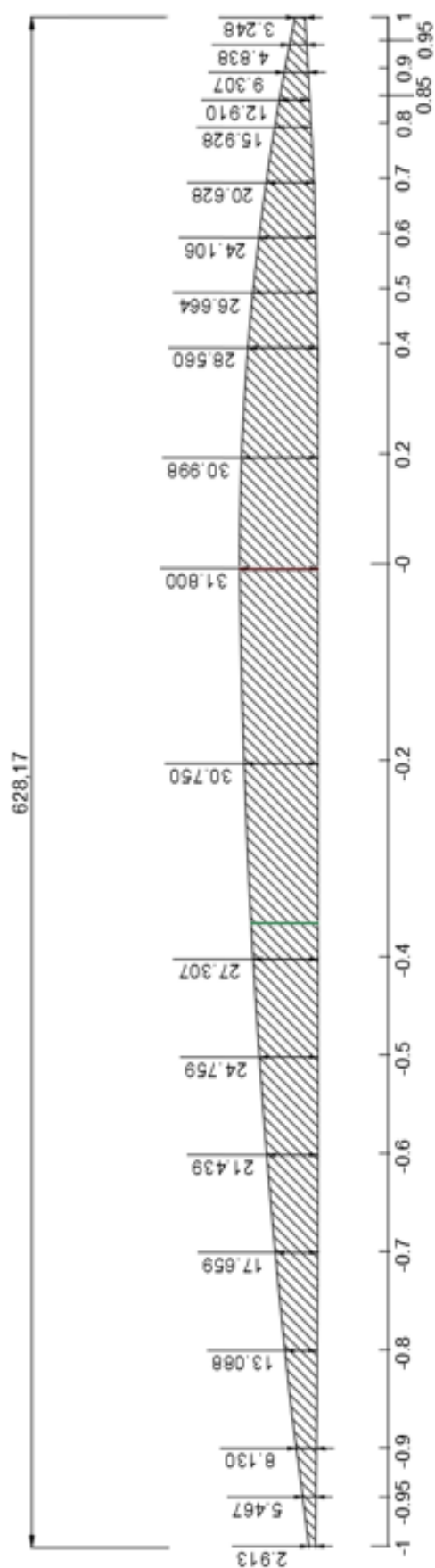


Figura 30: Sección 0,5 R

Sección 0,6 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Yface	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,034	0,146	0,364	0,905	1,406	2,144	3,336	3,717
Yback	2,616	4,888	7,054	11,057	14,647	17,719	20,345	22,454	25,249	26,160	25,458	23,419	21,833	19,817	17,234	13,985	12,107	9,819	7,253	6,871
espesor	2,616	4,888	7,054	11,057	14,647	17,719	20,345	22,454	25,249	26,160	25,458	23,419	21,799	19,671	16,870	13,081	10,701	7,676	3,917	3,154

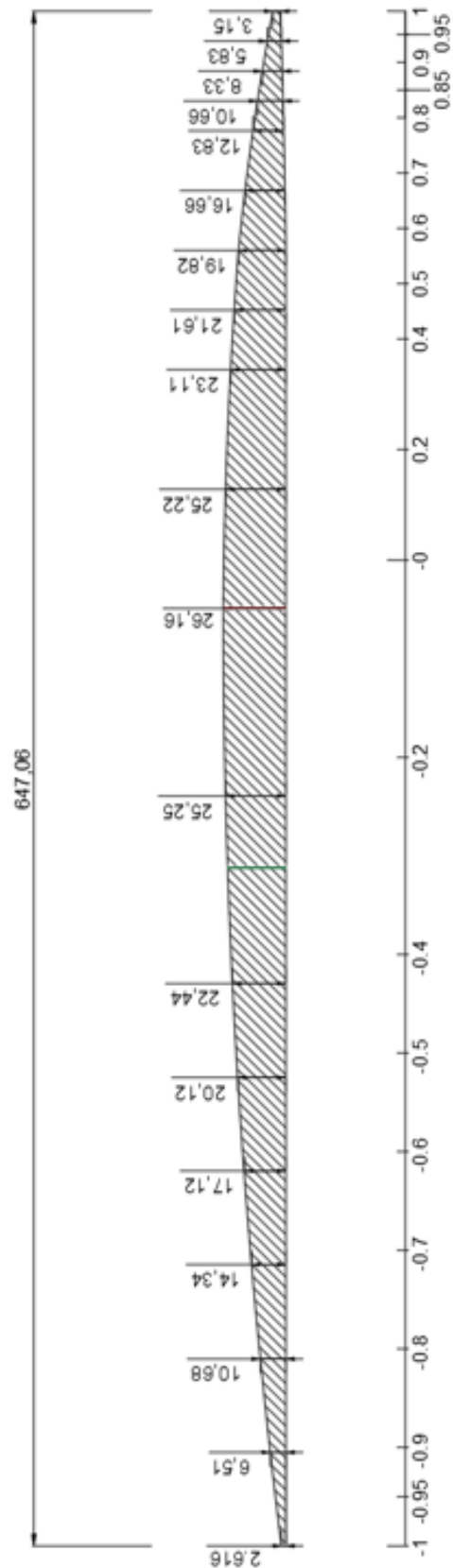


Figura 31: Sección 0,6 R

Sección 0.7 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Yface	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,026	0,094	0,287	0,725	1,430
Yback	2,462	4,223	5,893	8,963	11,672	14,019	16,006	17,631	19,798	20,520	19,948	18,164	16,739	14,963	12,809	10,215	8,738	7,044	5,115	4,410
espesor	2,462	4,223	5,893	8,963	11,672	14,019	16,006	17,631	19,798	20,520	19,948	18,164	16,739	14,963	12,809	10,189	8,643	6,757	4,390	2,980

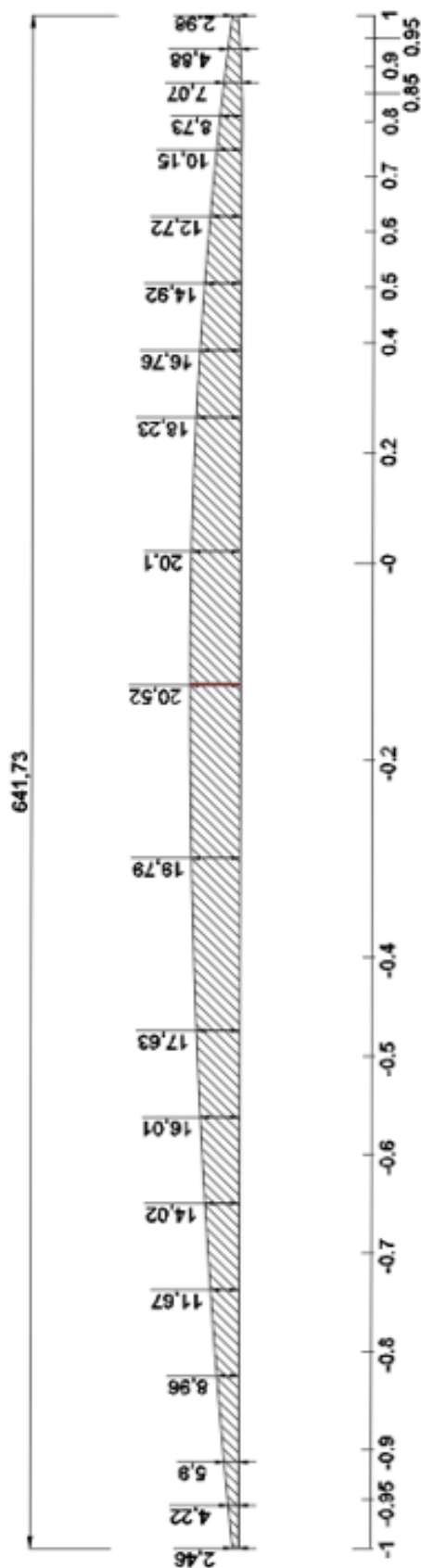


Figura 32: Sección 0.7 R

Sección 0,8 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Yface	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Yback	2,262	3,492	4,659	6,804	8,697	10,337	11,725	12,861	14,375	14,880	14,429	13,052	11,959	10,613	9,032	7,180	6,142	5,034	3,826	2,530
espesor	2,262	3,492	4,659	6,804	8,697	10,337	11,725	12,861	14,375	14,880	14,429	13,052	11,959	10,613	9,032	7,180	6,142	5,034	3,826	2,530

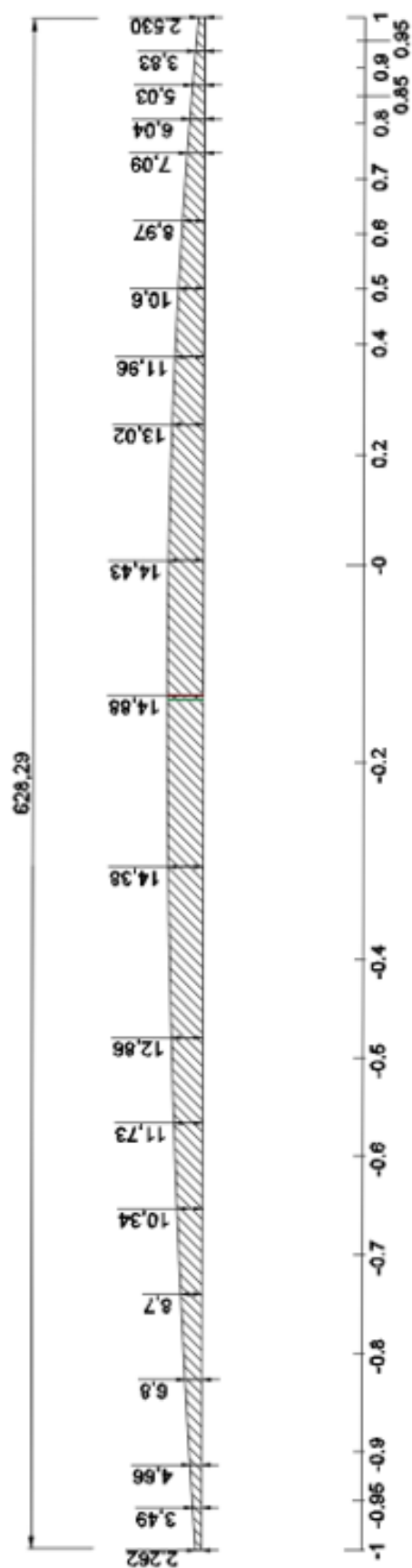


Figura 33: Sección 0,8 R

Sección 0,9 R

r/R	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Yface	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Yback	2,264	2,944	3,589	4,775	5,822	6,729	7,496	8,124	8,961	9,240	8,971	8,159	7,531	6,767	5,864	4,817	4,238	3,624	2,961	2,264
espesor	2,264	2,944	3,589	4,775	5,822	6,729	7,496	8,124	8,961	9,240	8,971	8,159	7,531	6,767	5,864	4,817	4,238	3,624	2,961	2,264

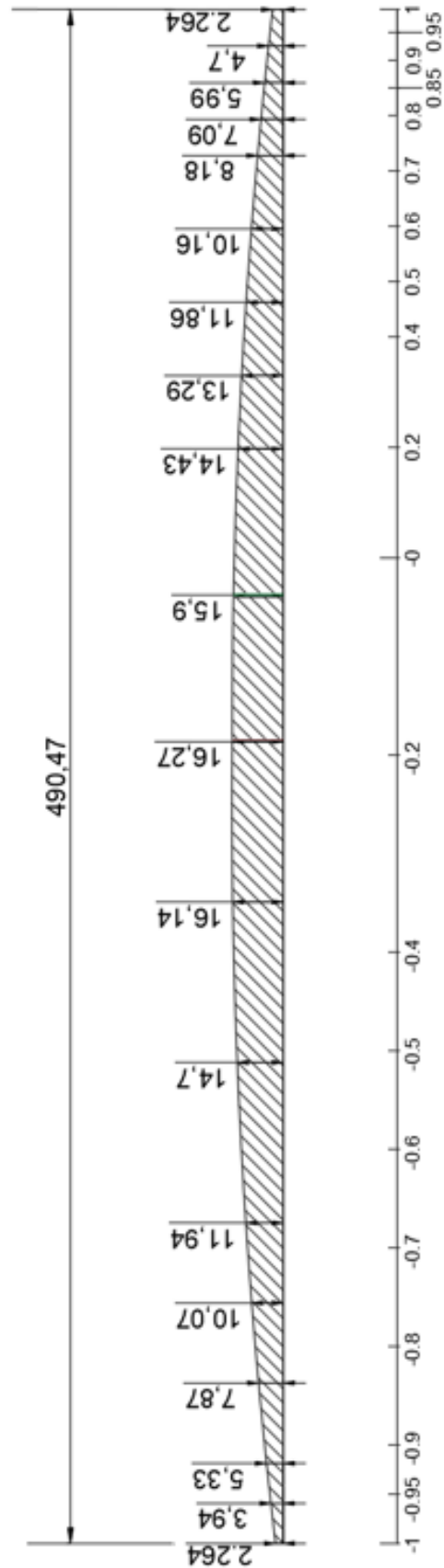


Figura 34: Sección 0,9 R

De las tablas y las representaciones [Ilustraciones 26-33] en dos dimensiones de las diferentes secciones se puede comprobar que los resultados obtenidos coinciden con los cálculos realizados previamente [Tabla 19-20], en donde en ambos casos el valor de la línea de máximo espesor (situada en el punto 0 de la línea de referencia) coincide tanto en su número, como en su posición respecto al bore de ataque.

En cambio, los bordes de ataque y desprendimiento presentan cierto error respecto los cálculos previos [Figura 21], aproximadamente entre un 5 y un 30%. Para la representación tridimensional final de la pala, se ha decidido coger los valores obtenidos de las ecuaciones específicas de la serie B para hélices de tres palas, mostradas al principio de este apartado.

El siguiente paso consiste en determinar los valores que tomarán los ángulos de ataque en las distintas secciones, que para ello, se utilizará la siguiente fórmula que relaciona el paso con el radio de cada sección.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{H}{2 \cdot \pi \cdot r} \right)$$

Donde $H = \text{Paso [mm]}$

$r = \text{Radio relativo de la sección [mm]}$

r/R	H [mm]	θ
0,2	996	58,75
0,3	996	45,97
0,4	996	37,16
0,5	996	30,95
0,6	996	26,41
0,7	996	22,98
0,8	996	20,31
0,9	996	18,18

Tabla 24: Resumen ángulos de ataque

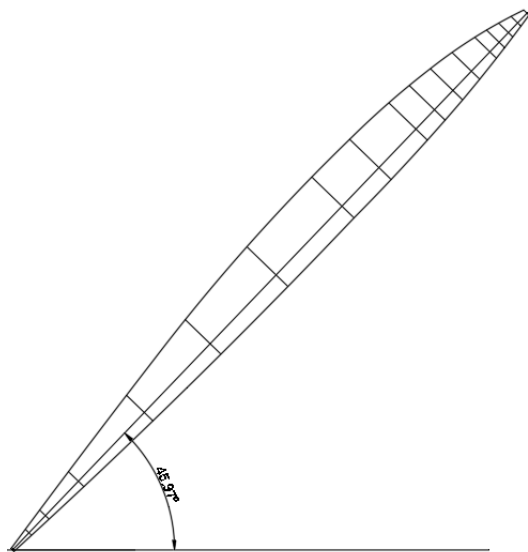


Figura 35: Ángulo de ataque de la sección 0,3 R

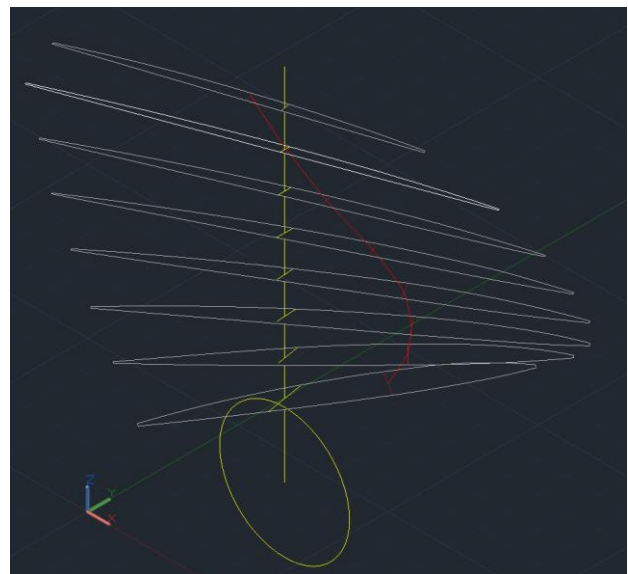


Figura 36: Ángulos de ataque de las secciones

Una vez calculado el ángulo de ataque, se procede a la rotación de la cuerda de todas las secciones respecto el eje horizontal [Ilustración X] y por último, para acabar de invertir el proceso de obtención de los perfiles expandidos, se returcen dichas secciones respecto la generatriz con la finalidad de reconstruir la intersección inicial del cilindrico [Ilustraciones]

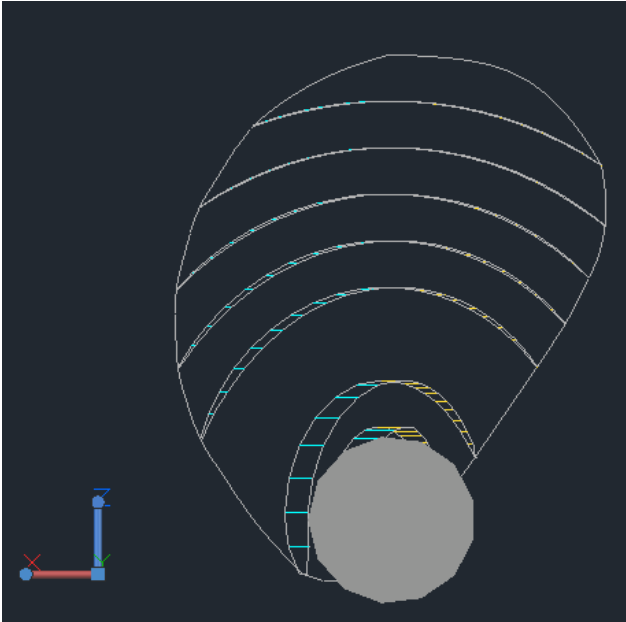


Figura 37: Vista alzado hélice Caso A

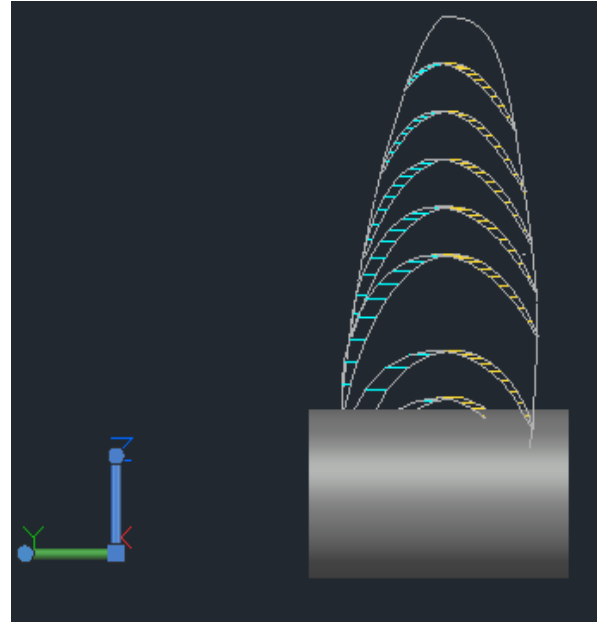


Figura 38: Vista perfil hélice Caso A

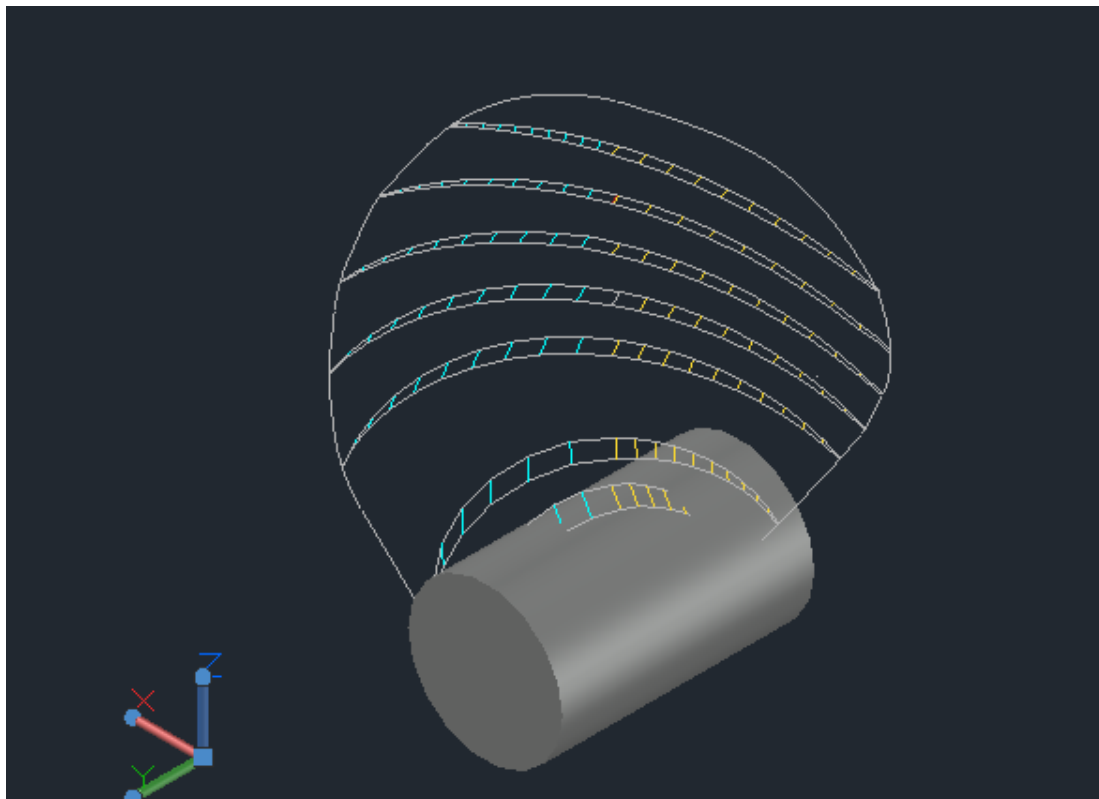


Figura 39: Vista isométrica hélice caso A

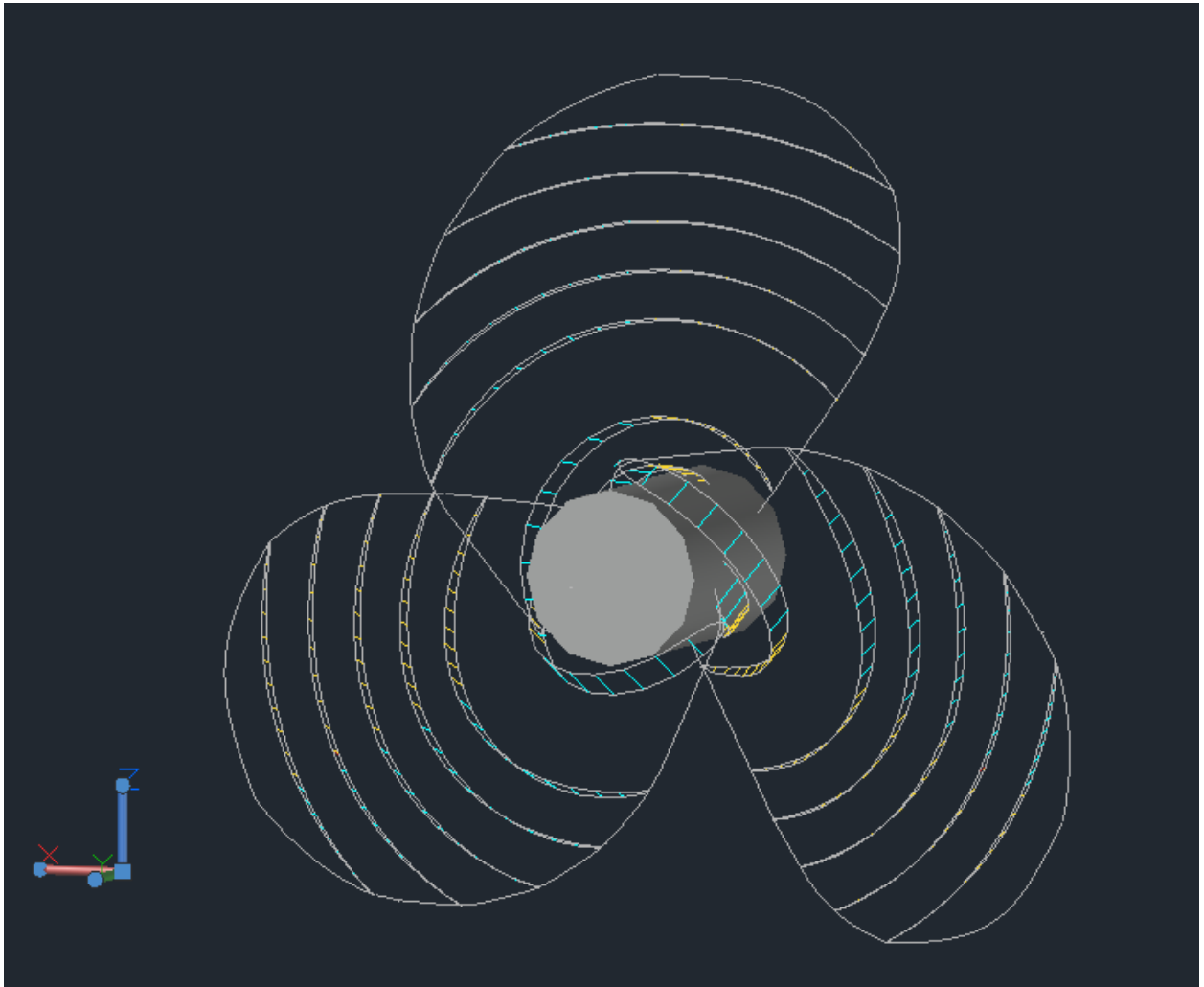


Figura 40: Hélice caso A

6 COMPROBACIÓN DE LA RESISTENCIA MECÁNICA

Las técnicas del cálculo de las tensiones de la hélice se han mantenido sin cambios durante el desarrollo de los sistemas propulsivos hasta principios de los años setenta, donde el método de viga en voladizo, propuesto por el almirante Taylor, ha sido el instrumento de cálculo de estrés que hoy en día sigue constituyendo un elemento fundamental a la hora del cálculo de todo tipo de hélices comerciales.

Actualmente se han hecho muchas exposiciones de este método, aunque el que tiene un mayor uso es la publicación que hizo Sinclair en el 1975, bajo el título de: "Propeller blade Strenght", basado en los trabajos realizados anteriormente por Burrill.

6.1 Método de la viga voladiza

El método de viga en voladizo se fundamenta en la representación de la distribución radial de las fuerzas generadas por el empuje y el par, como se muestra en la figura 19.1, por medio de fuerzas equivalentes, FT y FQ, situadas en el centro de acción de estas. A partir de la transformación de dichas fuerzas, este método consiste en evaluar la tensión que sufre el punto de máximo espesor de la sección de la raíz de la pala, ya que suele ser la que soporta mayores tensiones. Está compuesta por cinco elementos:

$$\sigma = \sigma_T + \sigma_Q + \sigma_{CBM} + \sigma_{CF} + \sigma_L$$

Donde σ_T = Tensión por la acción del empuje
 σ_Q = Tensión por la acción del par
 σ_{CBM} = Tensión por el momento centrífugo
 σ_{CF} = Tensión generada por la fuerza centrífuga
 σ_L = Tensión generado por la componente de tensión plana

A partir de la [figura 41](#), se puede observar que el momento flector debido a la acción hidrodinámica (MH) en una sección helicoidal de radio (r0) está dada por:

$$M_H = F_T \cdot a \cdot \cos \theta + F_Q \cdot a \cdot \sin \theta$$

Donde FT, FQ = Fuerza de empuje y par generada por las diferentes secciones de la pala.
 a, b = Distancia de los centros de acción de las fuerzas respecto la sección.
 θ = Ángulo de ataque.

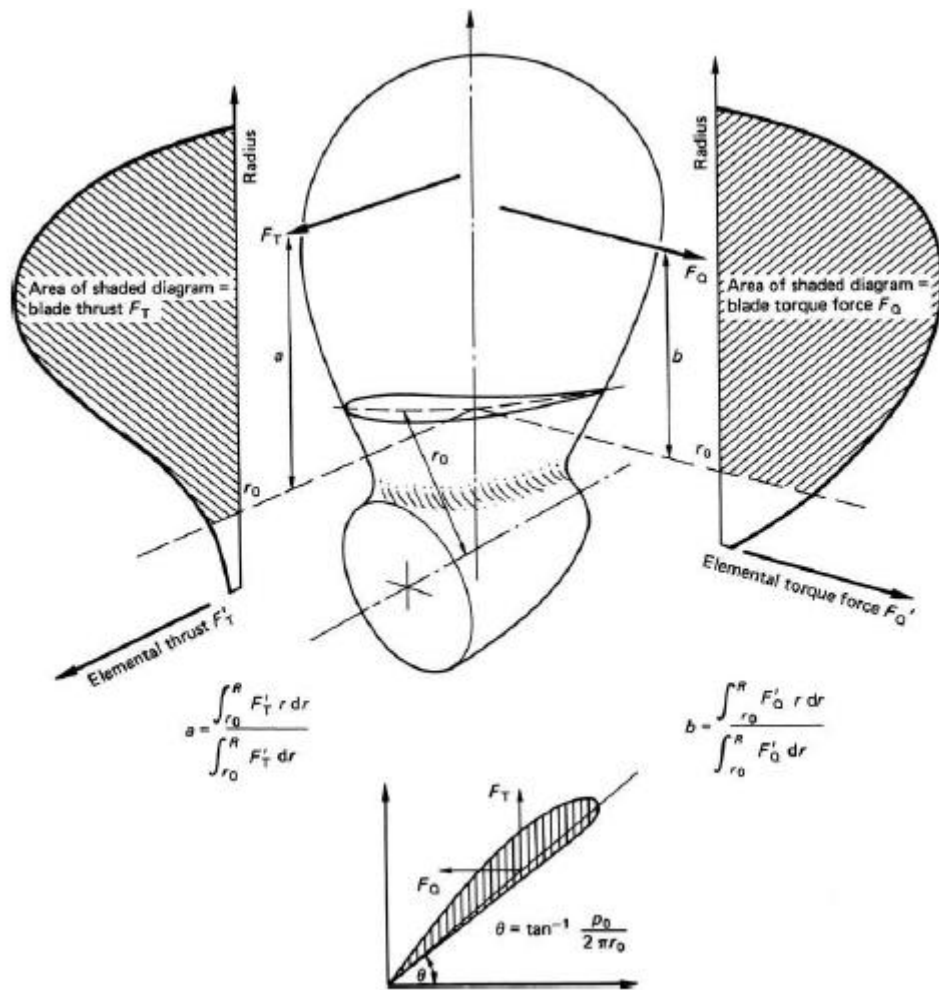


Figura 41: Método de la viga en voladizo [10]

Las fuerzas mecánicas de cualquier sección de la hélice son una función que dependen de la masa situada por encima de la sección calculada y la posición relativa de su centro de gravedad con respecto al eje neutro de la sección. Por lo tanto, un sistema de fuerzas y momentos se puede aproximar, para cierto tipo de formas de palas, a una fuerza centrífuga junto con un momento flector centrífugo que actúan sobre el plano de la sección con la inercia más pequeña.

El momento flector total (M) que actúa sobre la sección de la pala debido a los efectos combinados de la acción hidrodinámica y centrífuga se resume en la suma de estas dos:

$$M = M_H + M_C$$

Donde el componente centrífugo (M_C), es el producto de la fuerza centrífuga por el punto de aplicación de la masa de las secciones situadas encima de la sección en cuestión.

La tensión máxima de tracción producida por la pala en la sección considerada se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{M}{Z_m} + \frac{FC}{A}$$

Donde $M =$ Momento flector por efectos hidrodinámicos y centrífugos.
 $Z_m =$ Módulo resistente de la sección.
 $FC =$ Fuerza centrífuga.
 $A =$ Área de la sección.

El primer término de la ecuación ($\frac{M}{Z}$) abarca la tensión producida por el empuje, el par y el momento centrífugo y el segundo término ($\frac{FC}{A}$) es la tensión producida por la fuerza centrífuga. La tensión generada por la componente de tensión plana (σ_L) es muy pequeña, por lo que se considera como nula.

A continuación se realizarán el conjunto de cálculos previos para poder obtener las tensiones producidas por las diferentes fuerzas

6.1.1 Cálculo del área de las secciones³

La fórmula del área encerrada bajo los diferentes perfiles viene dada a partir de la siguiente integral:

$$Ax = \int_0^c t(c) \cdot dc$$

Gracias a la geometría de la pala definida en el capítulo anterior, se han encontrado los espesores para cada punto de la cuerda de las diferentes secciones, haciendo posible el cálculo del área. Para resolver esta ecuación se ha utilizado el método de Simpson:

N	X (c)	Multiplicador Simpson	t	txSM
1	0	1/2	3,287	1,64
2	51,282	2	9,186	18,37
3	102,564	1	21,788	21,79
4	153,846	2	32,166	64,33
5	205,128	1	37,054	37,05
6	256,410	2	45,388	90,78
7	307,692	1	39,119	39,12
8	358,974	2	33,569	67,14
9	410,256	1	23,896	23,90
10	461,538	2	16,066	32,13
11	512,820	1/2	4,130	2,06
			Σ t x SM	398,32

Tabla 25: Cálculo área por método de Simpson

$$Ax = \frac{2 \cdot c \cdot \sum t \cdot x \cdot SM}{3}$$

$$Ax = 13617,645 \text{ mm}^2$$

6.1.2 Cálculo del módulo Resistente de la sección:

El módulo resistente es una magnitud geométrica que caracteriza la resistencia de un cuerpo o elemento sometido a flexión. Las secciones de la pala tienen una geometría compleja, es por esa razón que el cálculo de este módulo se calculará a partir de la siguiente fórmula:

$$Zm = \frac{2 \cdot \int_0^c [3Yp(Yp + t) + t^2] t \cdot dc \cdot \int_0^c t \cdot dc}{3 \int_0^c (2 \cdot Yp + t) t \cdot dc} - \frac{1}{2} \int_0^c (2Yp + t) t \cdot dc$$

Las diferentes integrales dentro de la fórmula anterior se calcularán a partir del procedimiento del método de Simpson:

N	X (c)	Yp	Multiplicador Simpson	t	txSM	A	Ax x SM	B	B x SM
1	0	11,916	1/2	3,287	1,64	1821,930	910,965	89,140	44,570
2	51,282	9,819	2	9,186	18,37	5917,813	11835,626	264,783	529,565
3	102,564	6,087	1	21,788	21,79	21431,838	21431,838	739,922	739,922
4	153,846	3,096	2	32,166	64,33	43814,864	87629,728	1233,813	2467,627
5	205,128	0,873	1	37,054	37,05	54556,388	54556,388	1437,707	1437,707
6	256,410	0,062	2	45,388	90,78	93891,739	187783,477	2065,780	4131,560
7	307,692	1,298	1	39,119	39,12	66018,508	66018,508	1631,819	1631,819
8	358,974	3,324	2	33,569	67,14	50177,167	100354,333	1350,029	2700,059
9	410,256	6,561	1	23,896	23,90	27970,265	27970,265	884,578	884,578
10	461,538	9,110	2	16,066	32,13	15202,665	30405,329	550,872	1101,744
11	512,820	14,042	1/2	4,130	2,06	3231,687	1615,843	133,033	66,517
				Σ t x SM	398,32	Σ A	590512,30	Σ B	15735,67

Tabla 26: Cálculo módulo resistente por método de Simpson

$$Zm = 71700,682 \text{ mm}^3$$

6.1.3 Cálculo de la masa

La masa total de la hélice se obtiene a partir de la integral del área a través del radio de la hélice multiplicado por la densidad del material. La fórmula de la integral es la siguiente:

$$m = \rho m \int_{r0}^R A(r) \cdot dr$$

Donde $\rho m = \text{Densidad del material}$

$A = \text{Área de la hélice}$

Para el cálculo de la masa total de las palas de las hélices es necesario realizar un cálculo previo para encontrar el volumen de estas. Se volverá a utilizar el mismo procedimiento del método de Simpson:

r/R	Ax	SM	Ax x SM
0,2	13507,070	1/2	6753,53
0,3	13611,056	2	27222,11
0,4	12885,423	1	12885,42
0,5	11716,552	2	23433,10
0,6	99643,151	1	99643,15
0,7	7833,376	2	15666,75
0,8	5654,963	1	5654,96
0,9	2902,843	2	5805,69
1	0,000	1/2	0,00
		$\Sigma =$	197064,73

Tabla 2731: Cálculo del volumen por método de Simpson

$$V_{pala} = \frac{(R - r) \cdot \Sigma(Ax \cdot SM)}{15}$$

Donde $R = \text{Radio de la pala}$

$r = \text{Radio en la unión con el núcleo}$

La integral del volumen no se ha realizado a través de todo el radio de la pala, sino, a partir de la sección situada a una distancia de $0,2 \cdot R$ del eje. Es por esa razón que se ha de aplicar una pequeña corrección de un 5% para poder calcular el volumen encerrado bajo la raíz de la pala.

$$V_{pala} = 6.208 \text{ dm}^3$$

En nuestro caso, no tenemos ninguna restricción en las especificaciones de diseño respecto al presupuesto disponible, así que se utilizará uno de los materiales con mejores propiedades en el mercado:

el acero inoxidable martensítico, cuya densidad obtenida a través de una empresa distribuidora, es de $7,930 \frac{Kg}{dm^3}$

$$m_{PALA} = 49,229 Kg$$

Como nuestra hélice dispone de tres palas, la masa total es:

$$m_{HÉLICE} = 147,688 Kg$$

6.1.4 Cálculo del centroide

En áreas y sólidos donde la densidad del material es homogénea, tanto el centroide, como el centro de masas está situado en el mismo punto, siendo pues, un dato de mucha importancia para el estudio de los esfuerzos en nuestro caso. La obtención del centroide se realizará a mediante el método de Simpson

x	Multiplicador Simpson	Ax	Ax x SM	Momento 1	Ax x SM x M1
0,2R	1/2	13507,070	6753,535	0	0,000
0,3R	2	13611,056	27222,112	1	27222,112
0,4R	1	12885,423	12885,423	2	25770,846
0,5R	2	11716,552	23433,105	3	70299,314
0,6R	1	99643,151	99643,151	4	398572,602
0,7R	2	7833,376	15666,752	5	78333,761
0,8R	1	5654,963	5654,963	6	33929,777
0,9R	2	2902,843	5805,685	7	40639,796
1R	1/2	0,000	0,000	8	0,000
		ΣA =	197064,73	ΣB =	674768,21

Tabla 2832: Cálculo del centroide por el método de Simpson

$$X_{gt} = \frac{\sum B \cdot (R - r)}{\sum A}$$

$$X_{gt} = 164,356 mm$$

Este resultado se entiende como la distancia que tiene el centroide respecto la punta de la pala, aunque también se puede expresar como la distancia respecto del centro del eje:

$$X_{go} = R - X_{gt} = 435.643 mm$$

6.1.5 Cálculo de la inercia

La inercia se define como la resistencia que opone la materia a modificar su estado de movimiento, incluyendo cambios en la velocidad o en la dirección de movimiento. Para el cálculo del momento de inercia de la pala con respecto al eje de la hélice aplicaremos el **teorema Steiner**, es decir, calcularemos primero el momento de inercia con respecto a un eje que pasa por la punta de la pala y una vez obtenido, calcularemos el momento de inercia con respecto al eje de la hélice.

Para el cálculo del momento de inercia de la pala con respecto a un eje que pase por la punta de la pala volveremos a aplicar el método de Simpson:

x	SM	Ax	Ax x SM	Momento 1	Ax x SM x M1	Momento 2	SM · Ax · Momento 2
0,2R	1/2	13496,477	6748,239	0	0,000	0	0
0,3R	2	13663,636	27327,272	1	27327,272	1	27327,27195
0,4R	1	12961,013	12961,013	2	25922,025	2	51844,05014
0,5R	2	11753,722	23507,444	3	70522,333	3	211566,9977
0,6R	1	100129,653	100129,653	4	400518,612	4	1602074,447
0,7R	2	7873,878	15747,756	5	78738,781	5	393693,9036
0,8R	1	5659,378	5659,378	6	33956,270	6	203737,6211
0,9R	2	2906,276	5812,552	7	40687,862	7	284815,0375
1R	1/2	0,000	0,000	8	0,000	8	0
		ΣA =	197893,31	ΣB =	677673,15	ΣC =	2775059,33

Tabla 29: Cálculo de la inercia por el método de Simpson

$$I_{punta} = \frac{2}{3} \cdot \Sigma C \cdot \left(\frac{R - rh}{10} \right)^3$$

$$I_{punta} = 2,046 \cdot 10^{11} \text{ mm}^5$$

Que aplicando el Teorema de Steiner obtenemos la inercia respecto al eje:

$$I_{ox} = \rho \cdot k \cdot \left[I_{punta} - \frac{2}{3} \cdot \Sigma A \cdot (R - rh) \cdot (Xg^2 - Xs^2) \right]$$

$$I_{ox} = 4\,898\,231\,043 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$$

6.1.6 Cálculo de la fuerza centrífuga

En la mecánica clásica o mecánica newtoniana, la fuerza centrífuga es una fuerza ficticia que aparece cuando se describe el movimiento de un cuerpo en un sistema de referencia en rotación, la cual tiende a alejar los objetos del sistema de rotación:

$$F_c = 2 \cdot \pi^2 \cdot m \cdot X_c \cdot D \cdot n^2$$

Donde $m = \text{Masa de la pala [Kg]}$
 $X_{gt} = \text{Centro de gravedad de la pala [m]}$
 $D = \text{Diámetro [m]}$
 $n = \text{Revoluciones de la hélice } \left[\frac{m}{s}\right]$

$$F_c = 69,613 \text{ kN}$$

6.1.7 Cálculo de la tensión de tracción máxima de la sección

Las zonas de máxima tensión de la hélice son las que se sitúan en las zonas próximas a la raíz, ya que el brazo flector es más grande. Es por esa razón, que esta comprobación se realizará para la sección situada a 0,25 R del eje.

Componente por la acción del empuje

La componente de la tensión provocada por el empuje se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma_T = \frac{P_s \cdot \eta_m \cdot \eta_o \cdot (a - r_o) \cdot \cos \theta}{V_a \cdot Z \cdot Z_m}$$

Donde $P_s = \text{Potencia instalada [kW]}$
 $\eta_m = \text{Rendimiento mecánico}$
 $\eta_o = \text{Rendimiento en aguas libres}$
 $a - r = \text{Distancia entre la aplicación del empuje y el radio de la raíz}$
 $\theta = \text{Ángulo de paso } [^\circ]$
 $V_a = \text{Velocidad de avance del buque } \left[\frac{m}{s}\right]$
 $Z = \text{Número de palas de la hélice}$
 $Z_m = \text{Módulo de la sección}$

$$\sigma_T = 7.154 \text{ Mpa}$$

Componente por la acción del par

La componente de la tensión provocada por el par se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma_Q = \frac{P_s \cdot \eta_m \cdot \eta_o \cdot (b - r_o) \cdot \text{seno } \theta}{2\pi \cdot n \cdot b \cdot Z \cdot Z_m}$$

Donde

- P_s = Potencia instalada
- η_m = Rendimiento mecánico
- η_o = Rendimiento en aguas libres
- $b - r_o$ = PALO
- θ = Ángulo de paso
- n = Revoluciones de la hélice
- Z = Número de palas de la hélice
- Z_m = Módulo de la sección

$$\sigma_Q = 10.630 \text{ Mpa}$$

Componente por el momento centrífugo

La componente de la tensión provocada por el momento centrífugo se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{CBM} = \frac{F_c \cdot L}{Z_m}$$

Donde

- F_c = Fuerza centrífuga
- L = Moment bending arm
- Z_m = Módulo resistente

Como se puede observar en la siguiente [figura 42](#), el término "L" (brazo del momento flector) es la distancia entre el centro de masas de la pala y la sección estudiada.

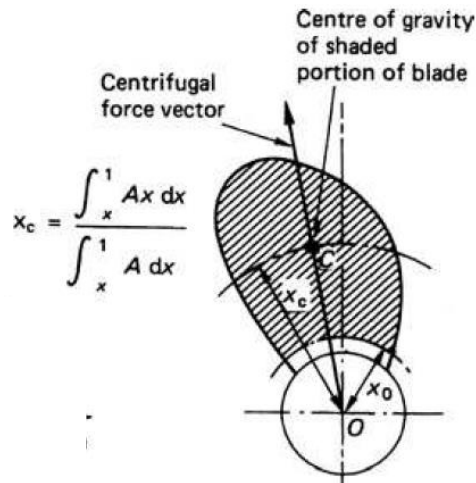


Figura 42: Brazo del momento flector [10]

$$\sigma_{CBM} = 4.27 \text{ Mpa}$$

Componente por la fuerza centrífuga

La componente de la tensión provocada por la fuerza centrífuga se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{CF} = \frac{F_c}{A}$$

Donde $F_c = \text{Fuerza centrífuga}$
 $A = \text{Área de la pala}$

$$\sigma_{CF} = 5.135 \text{ Mpa}$$

Componente due to propeller thrust	σ_T	7,155 Mpa
Componente due to propeller torque	σ_q	10,632 Mpa
Componnet due to centrifugal bending	σ_{cbm}	4,275 Mpa
Componente fuerza centrífuga	σ_{CF}	5,135 Mpa
	Σ	27,197 Mpa

Tabla 30: Resumen de las tensiones de la pala

Conclusiones:

En los objetivos de este trabajo se proponía el reto de estudiar y diseñar una hélice propulsora para las primeras fases de proyecto del Yate Viudes 45, partiendo, únicamente de las especificaciones de diseño facilitadas por Viudes Yacht. Una vez concluido, se ha podido obtener un sistema propulsivo formado por dos hélices de paso fijo con tres palas, junto con dos motores diésel Wärtsilä 4L20 de 1079 HP cada uno. Estas hélices cuentan con sus respectivas características de funcionamiento y una representación tridimensional mediante Autocad, que brindarán la oportunidad de seguir realizando estudios y pruebas a estos diseños.

A partir de la realización de este trabajo, se han obtenido un conjunto de conclusiones que se expondrán a continuación:

1. Para fases prematuras de dimensionamiento de buques, los métodos estadísticos para predecir la resistencia al avance y la potencia necesaria, como es el caso del Método de Holtrop y Mennen, son muy útiles ya que permiten obtener aproximaciones de distintos buques con gran rapidez y sin requerir de un gran nivel de entendimiento en el tema. Como contrapartida, este método cuenta con un grado de error, por lo que, para fases del proyecto más avanzadas, es recomendable buscar otras alternativas de cálculo como la creación de modelos a escala o modelos tridimensionales con softwares de dibujo.
2. Analizando el sistema propulsivo real del Viudes 45 sin entrar mucho en los detalles, una de las cosas que salta a la vista es la diferencia de potencia en comparación con los cálculos que se han realizado. El Viudes 45 tiene instalados dos motores de la marca Caterpillar, más concretamente el modelo C32 Acert B, que individualmente generan 1316 HP, a diferencia de nuestros dos motores Wärtsilä 4L20 de 1079 HP cada uno. Esta diferencia de potencia se debe a distintos factores: por una parte, hay el error producido por la utilización del método estadístico para el cálculo de la resistencia y por la otra, a la falta de validez de los resultados, al no dimensionar los ejes y la reductora y haber aproximado valores para el tramo del rendimiento entre la brida de la hélice y la del motor.
3. En relación con lo comentado en el anterior punto, este estudio realizado no nos proporciona suficientes datos para poder analizar la viabilidad del proyecto. Sería necesario, primero acabar de dimensionar los ejes y la reductora, para luego poder hacer un presupuesto de todos los elementos del sistema propulsivo y analizar su viabilidad.
4. Por último, destacar la importancia que tiene este estudio preliminar, ya que ha permitido la representación tridimensional de una hélice de la serie B que se podrá utilizar en fases posteriores del proyecto, en donde se busque mayor precisión de los resultados mediante el cálculo por dinámica de fluidos computacional

Bibliografia

- [1] Antonio Baquero. *Introducción a la resistència y propulsion. Universidad Politécnica de Madrid, etsin: Departamento de artes Gráficas.*
- [2] C. D. wozniak (2005), *Analysis, Fabrication and testing of a composite bladed propeller for a naval academy yard patrol craft. United States Naval Academy .*
- [3] D.G.M. Watson (1998), *Practical ship design. Elsevier ocean engineering book series, Volume 1.*
- [4] G. Gaillarde, S. Toxopeus, T. Verwoest y P. Hooijmans, *Hydrodynamics of large motor yacht: Past experience and future developments. Maritime Research Institute Netherlands.*
- [5] J.Bakker y P.L.A. van Vlaardigen (2017). *Wetter surface area of recreational boats. National Institute for Public Health and the Environment, RVIM.*
- [6] J.G. Espinosa, *Proyecto del buque y artefactos navales, tema 1: El proyecto del buque, dimensionamiento básico, Universitat Politècnica de Catalunya, Facultat Náutica de Barcelona.*
- [7] J.G. Espinosa, *Proyecto del buque y artefactos navales, tema 2a: diseño de formas, Universitat Politècnica de Catalunya, Facultat Náutica de Barcelona.*
- [8] J.G. Espinosa, *Proyecto del buque y artefactos navales, tema 2b: propulsión, Universitat Politècnica de Catalunya, Facultat Náutica de Barcelona.*
- [9] J.Holtrop and G.G.J. Mennen (1982). *An approximate power prediction method, Marin.*
- [10] John S. Carlton. (2007). *Marine Propellers and Propulsion. Global Head of Marine technology and Investigation, Lloyd's Register: Bh.*
- [11] K. Yosifov, Z.Zlatev y A. Staneva, *Optimum characteristics ecuations for the K-J propeller design charts, based on the wageningen B-screw series*
- [12] Seyedali Mirjalili, Andrew Lewis and Seyed Ali Mohammad Mirjalili (2005), *Mulit-objective Optimisation of Marine Propellers, Procedia Computer Science, International Conference on Computer Science: CrossMark.*

Anexo A: Cálculo resistencia por formación de olas

En este anexo se pretende desarrollar todas las fórmulas utilizadas el cálculo de los coeficientes utilizados para la obtención de la resistencia por formación de olas explicada en el [apartado 3.1.3](#). Además, se mostrará una extensión en forma de tabla resumiendo todos los valores de la resistencia por formación de olas según la velocidad del buque.

Como se ha explicado en el apartado de la resistencia por formación de olas, esta se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Rw = c1 \cdot c2 \cdot c5 \cdot \nabla \cdot \rho \cdot g \cdot \exp(m1 \cdot Fn^{-0.9} + m2 \cdot \cos(\lambda \cdot Fn^{-2}))$$

Donde $c1, c2, c5, m1, m2$ y λ = coeficientes

∇ = Volumen de carena [m^3]

g = Gravedad [$\frac{m}{s^2}$]

ρ = Densidad Agua [$1025 \frac{KG}{m^3}$]

Fn = Número de Froude

Los coeficientes $c1, c2, c5, m1, m2$ y λ se calculan a partir de la siguientes fórmulas:

$$- \quad c7 = \begin{cases} \text{si } \frac{B}{L} < 0.11 & c7 = 0,229577 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.33333} \\ \text{si } \frac{B}{L} < 0.25 & c7 = \frac{B}{L} \\ \text{si } \frac{B}{L} > 0,25 & c7 = 0.5 - 0.0625 \cdot \frac{L}{B} \end{cases}$$

$$- \quad c1 = 2223105 \cdot c7^{3.79613} \cdot \left(\frac{Tm}{B}\right)^{1.07961} \cdot (90 - Ie)^{-1.37565}$$

- Ie es el ángulo de la línea de flotación en la proa con referencia al plano central. En caso de que este sea desconocido, como ha sido nuestro caso, se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$ie = 1 + 89 \cdot \exp\left(-\left(\frac{L}{B}\right)^{0.80856} (1 - Cwp)^{0.30484} \cdot (1 - Cp - 0.0225 \cdot XCC)^{0.6367} \cdot \left(\frac{Lr}{B}\right)^{0.34574} \cdot \left(\frac{100 \cdot \nabla}{L^3}\right)^{0.16302}\right)$$

$$\begin{aligned}
 - \quad c3 &= \frac{0.56 \cdot Atb^{1.5}}{B \cdot T \cdot \left(Atb^{\frac{1}{2}} + Tpr - Hb \right)} \\
 - \quad c2 &= \exp\left(-1.89 \cdot c3^{\frac{1}{2}}\right) \\
 - \quad c5 &= 1 - 0.8 \cdot \frac{Atb}{B \cdot T \cdot Cm} \\
 - \quad c16 &= 1.73014 - 0.7067 \cdot Cp \\
 - \quad m1 &= 0.0140407 \cdot \frac{LF}{Tm} - 1.75254 \cdot \frac{\frac{1}{\sqrt[3]{3}}}{LF} - 4.79323 \cdot \frac{B}{LF} - c16 \\
 - \quad c15 &= \begin{cases} \text{si} & \frac{L^3}{V} > 512 & c15 = -1.69385 \\ \text{s} & \frac{L^3}{V} < 1726.91 & c15 = -1.69385 + \frac{\frac{L}{1} - 8}{2.36} \end{cases} \\
 - \quad m2 &= c15 \cdot Cp^2 \cdot \exp(-0.1 \cdot Fn^{-2}) \\
 - \quad \lambda &= \begin{cases} \text{si} & \frac{L}{B} < 12 & \lambda = 1.446 \cdot Cp - 0.03 \cdot \frac{L}{B} \\ \text{si} & \frac{L}{B} > 12 & \lambda = 1.446 \cdot Cp - 0.36 \end{cases}
 \end{aligned}$$

Donde

- L = Eslora [m]
- B = Manga [m]
- Tm = Calado medio[m]
- Cwp = Coeficiente de floración
- Cp = Coeficiente prismático
- XCC = posición longitudinal del centro de carena
- Lr = Eslora total [m]
- Atb = Área transversal del bulbo [m²]
- Tpr = Calado en la perpendicular de proa [m]
- Hb = Altura del centro del bulbo respecto la línea base[m]
- Cm = Coeficiente de la maestra

∇ = Volumen de la carena [m^3]

Resultados Velocidad vs Resistencia:

V[nudos]	f _n	c7	c1	c3	c2	c5	c16	m1	c15	m2	m4	landa	Rw
10	0,25309	0,226	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,11149	-0,0298	0,67678	2,32967
10,5	0,26574	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,12891	-0,04736	0,67678	3,69178
11	0,2784	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	0,14619	-0,06909	0,67678	5,14493
11,5	0,29105	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,16315	-0,09425	0,67678	6,45926
12	0,30371	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,17964	-0,12196	0,67678	7,74861
12,5	0,31636	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,19558	-0,15129	0,67678	9,32945
13	0,32902	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,21089	-0,1814	0,67678	11,54937
13,5	0,34167	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,22554	-0,21158	0,67678	14,74591
14	0,35433	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,23951	-0,24125	0,67678	19,74561
14,5	0,36698	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,2528	-0,27	0,67678	25,34666
15	0,37963	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,26541	-0,29753	0,67678	33,77749
15,5	0,39299	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,27736	-0,32366	0,67678	43,15007
16	0,40494	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,28867	-0,34826	0,67678	52,59009
16,5	0,4176	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,29937	-0,37131	0,67678	55,65270
17	0,43025	0,2256	6,24565	0,07868	0,58852	0,89836	1,40248	-2,56535	-1,69385	-0,30949	-0,3928	0,67678	58,71532

Tabla A.1: Resumen Resistencia por formación de olas

Anexo B: Tabla complementaria Resistencia del bulbo de proa

En este anexo se mostrará en más de detalle los resultados obtenidos de los dos coeficientes utilizados en el cálculo de la resistencia originada por el bulbo de proa.

Como se ha explicado en el apartado 3.1.4, la resistencia originada por el bulbo de proa se calcula según la siguiente fórmula

$$R_b = 0,11 \cdot \exp(-3 \cdot P_b^{-2}) \cdot F_{ni}^2 \cdot A_{bt}^{1,5} \cdot \frac{\rho \cdot g}{1 + F_{ni}^2}$$

El coeficiente P_b y F_{ni} se calculan a partir de las siguientes fórmulas:

$$P_b = 0,56 \cdot \left(\frac{A_{bt}^{\frac{1}{2}}}{T_{pr} - 1,5 \cdot H_b} \right)$$

$$F_{ni} = \frac{V}{g \cdot \sqrt{T_{pr} - H_b - 0,25 \cdot A_{bt}^{\frac{1}{2}} + 0,15 \cdot V^2}}$$

Donde A_{bt} = Área transversal del bulbo

T_{pr} = Calado en proa

H_b = Altura del centro del bulbo respecto la línea base

V = Velocidad

A continuación, se muestra la tabla con los valores de los dos coeficientes según la velocidad del buque:

V [nudos]	P_b	F_{ni}	R_b
10	-9,28655	1,84777	7,83276
10,5	-9,28655	1,89115	8,09991
11	-9,28655	1,93134	8,34714
11,5	-9,28655	1,96857	8,57600
12	-9,28655	2,00309	8,78795
12,5	-9,28655	2,0351	8,98435
13	-9,28655	2,06482	9,16647
13,5	-9,28655	2,09242	9,33549
14	-9,28655	2,11808	9,49247
14,5	-9,28655	2,14195	9,63840
15	-9,28655	2,16418	9,77420
15,5	-9,28655	2,18491	9,90069
16	-9,28655	2,20424	10,01862
16,5	-9,28655	2,2223	10,12869
17	-9,28655	2,23919	10,23152

Tabla 1.B: Resmuen resistencia del bulbo de proa

Anexo C: Normativa DNV GL de los huelgos mínimos con el casco para buques de doble hélice

En este anexo se mostrarán los pasos que se han seguido para calcular los huelgos mínimos que ha de tener la hélice para la posterior aprobación y certificación por parte de la sociedad de clasificación, que en nuestro caso se ha escogido a DNV-GL, ya que es la que se ha utilizado durante los diferentes proyectos en el grado.

El apartado de la normativa está en inglés y no hay traducciones al español y es el siguiente: "Rules for classification of Ships Newbuilding's; Part 3, Chapter 3: Hull equipment and appendages".

En la sección 2.C (105), se muestran las dos figuras que hay a continuación las cuales estipulan que, para embarcaciones con doble sistema propulsivo, el único huelgo que se ha de calcular es el coeficiente c . Dicho coeficiente es la distancia entre la punta de la pala, en la posición vertical más cercana a la superficie y el casco.

Previamente, antes de calcular el coeficiente c , es importante explicar que el valor de la altura de la línea de ejes respecto la línea base se hizo a una aproximación del modelo hecho a escala que tienen en las oficinas de Viudes Yacht y se estipuló como 1 metro.

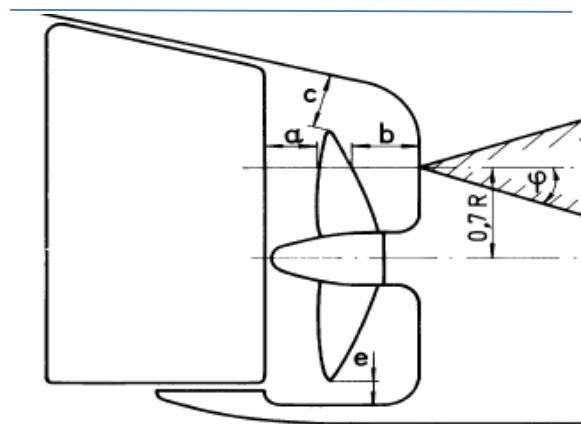


Table C1 Minimum clearances	
For single screw ships:	For twin screw ships:
$a \geq 0,2 R \text{ (m)}$	
$b \geq (0,7 - 0,04 Z_p) R \text{ (m)}$	
$c \geq (0,48 - 0,02 Z_p) R \text{ (m)}$	$c \geq (0,6 - 0,02 Z_p) R \text{ (m)}$
$e \geq 0,07 R \text{ (m)}$	

Figura C.1: Normativa DNV-GL huelgos mínimos

Calado	T	2,6 m
Altura eje	hb	1 m
Número de palas	Z	3
Radio hélice	R	0,6 m
Huelgo mínimo	c	0,324 m
Distancia respecto superficie	hs	1 m
Espacio de margen	hs-c	0,676 m

Tabla C.1 Cálculos huelgos mínimos

Como se muestra en la tabla anterior, el huelgo mínimo entre la hélice y la carena ha de ser de 0.324 m pero como no sabemos a qué distancia se encuentra dicha carena, se dejara el resultado como la distancia de margen que puede tener la carena del buque respecto al área de flotación (hs-c), siendo hs, la distancia desde la punta de la pala en la posición más alta, hasta la superficie.

Anexo D: Cálculo Coeficientes KT y KQ

En este anexo se mostrarán los resultados de los cálculos del coeficiente KT y KQ para los tres diferentes casos. Recordemos, que ambos coeficientes adimensionales, se calculaban a partir de las siguientes fórmulas:

$$KT = \sum_{n=1}^{39} Cn \cdot (J)^{Sn} \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^{tn} \cdot \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^{Un} \cdot Z^{Vn}$$
$$KQ = \sum_{n=1}^{47} Cn \cdot (J)^{Sn} \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^{tn} \cdot \left(\frac{Ae}{Ao}\right)^{Un} \cdot Z^{Vn}$$

Donde $Cn = \text{Coeficiente}$

$\frac{P}{D} = \text{Relación Paso – Diámetro}$

$\frac{Ae}{Ao} = \text{Relación area expandida}$

$Z = \text{número de palas}$

Caso A:

- Datos Hélices

AE/AO	0,740
Z	3
D	1,2 m
P/D	0,830
n	667,8 rpm
Rn	1,26E+10
C _{0.75}	0,4513 m
V _{0.75}	32,4 m/s
J	0,510
K _T	0,1903
K _Q	0,0246
T	50,1 KN
Q	7,8 KN·m
η ₀	0,6287

Tabla D.1: Datos hélice caso A

- Coeficiente KQ:

N	C	J	P/D	AE/AO	Z	KQ
1	0,003794	0	0	0	0	0,00379368
2	0,008865	2	0	0	0	0,00230313
3	-0,032241	1	1	0	0	-0,0136418
4	0,003448	0	2	0	0	0,00237595
5	-0,040881	0	1	1	0	-0,03103628
6	-0,108009	1	1	1	0	-0,04179471
7	-0,088538	2	1	1	0	-0,01746248
8	0,188561	0	2	1	0	0,11883593
9	-0,003709	1	0	0	1	-0,00945164
10	0,005137	0	1	0	1	0,02132186
11	0,020945	1	1	0	1	0,04431099
12	0,004743	2	1	0	1	0,00511468
13	-0,007234	2	0	1	1	-0,0085937
14	0,004384	1	1	1	1	0,00848184
15	-0,026940	0	2	1	1	-0,08489231
16	0,055808	3	0	1	0	0,00675833
17	0,016189	0	3	1	0	0,00846943
18	0,003181	1	3	1	0	0,00084821
19	0,015896	0	0	2	0	0,01329487
20	0,047173	1	0	2	0	0,02010959
21	0,019628	3	0	2	0	0,00217381
22	-0,050278	0	1	2	0	-0,034908
23	-0,030055	3	1	2	0	-0,00276315
24	0,041712	2	2	2	0	0,00624577
25	-0,039772	0	3	2	0	-0,01902929
26	-0,003500	0	6	2	0	-0,00095805
27	-0,010685	3	0	0	1	-0,00707463
28	0,001109	3	3	0	1	0,00042005
29	-0,000314	0	6	0	1	-0,00051365
30	0,003599	3	0	1	1	0,00217888
31	-0,001421	0	6	1	1	-0,00212677
32	-0,003836	1	0	2	1	-0,00817714
33	0,012680	0	2	2	1	0,03654211
34	-0,003183	2	3	2	1	-0,0019781
35	0,003343	0	6	2	1	0,00457461
36	-0,001835	1	1	0	2	-0,01940966
37	0,000112	3	2	0	2	0,00025653
38	-0,000030	3	6	0	2	-3,2201E-05
39	0,000270	1	0	1	2	0,00314118
40	0,000833	2	0	1	2	0,00494572
41	0,001553	0	2	1	2	0,02447386
42	0,000303	0	6	1	2	0,00226475
43	-0,000184	0	0	2	2	-0,00385356
44	-0,000425	0	3	2	2	-0,00508838
45	0,000087	3	3	2	2	0,00013768
46	-0,000466	0	6	2	2	-0,00318803
47	0,000055	1	6	2	2	0,00019329
					KQ (Rn 2e6)	0,02759321
					KQ (Rn) =	0,02456253

Tabla D.2: Resultados KQ caso A

- Coeficiente KT:

N	C	J	P/D	AE/AO	Z	KT
1	0,008805	0	0	0	0	0,0088050
2	-0,204554	1	0	0	0	-0,1042611
3	0,166351	0	1	0	0	0,1380938
4	0,158114	0	2	0	0	0,1089602
5	-0,147581	2	0	1	0	-0,0350637
6	-0,481497	1	1	1	0	-0,1863181
7	0,415437	0	2	1	0	0,2618190
8	0,014404	0	0	0	1	0,0720215
9	-0,053005	2	0	0	1	-0,0688524
10	0,014348	0	1	0	1	0,0595543
11	0,060683	1	1	0	1	0,1283800
12	-0,012589	0	0	1	1	-0,0575670
13	0,010969	1	0	1	1	0,0255650
14	-0,133698	0	3	0	0	-0,0764842
15	0,006384	0	6	0	0	0,0020893
16	-0,001327	2	6	0	0	-0,0001128
17	0,168496	3	0	1	0	0,0204047
18	-0,050721	0	0	2	0	-0,0424217
19	0,085456	2	0	2	0	0,0185681
20	-0,050448	3	0	2	0	-0,0055870
21	0,010465	1	6	2	0	0,0014600
22	-0,006483	2	6	2	0	-0,0004610
23	-0,008417	0	3	0	1	-0,0240762
24	0,016842	1	3	0	1	0,0245547
25	-0,001023	3	3	0	1	-0,0003875
26	-0,031779	0	3	1	1	-0,0831297
27	0,018604	1	0	2	1	0,0396540
28	-0,004108	0	2	2	1	-0,0118384
29	-0,000607	0	0	0	2	-0,0151712
30	-0,004982	1	0	0	2	-0,0634818
31	0,002598	2	0	0	2	0,0168756
32	-0,000561	3	0	0	2	-0,0018556
33	-0,001637	1	2	0	2	-0,0143705
34	-0,000329	1	6	0	2	-0,0013711
35	0,000117	2	6	0	2	0,0002476
36	0,000691	0	0	1	2	0,0157963
37	0,004217	0	3	1	2	0,0551619
38	0,000057	3	6	1	2	0,0000560
39	-0,001466	0	3	2	2	-0,0175311
						KT (Rn 2e6)
						0,1877250
						KT (Rn)
						0,190348232

Tabla D.3: Resultados KT caso A

Caso B:

- Datos hélice:

AE/AO	0,827
Z	4
D	1,2 m
P/D	0,875
n	667,5 rpm
Rn	1,43E+10
C _{0.75}	0,5103 m
V _{0.75}	32,4 m/s
J	0,510
K _T	0,1903
K _Q	0,0250
T	50,1 KN
Q	7,9 KN·m
η ₀	0,6173

Tabla D.4: Datos hélice caso B

- Coeficiente KQ

N	C	J	P/D	AE/AO	Z	KQ
1	0,003794	0	0	0	0	0,00379368
2	0,008865	2	0	0	0	0,00230313
3	-0,032241	1	1	0	0	-0,01393944
4	0,003448	0	2	0	0	0,00248076
5	-0,040881	0	1	1	0	-0,02868711
6	-0,108009	1	1	1	0	-0,03863123
7	-0,088538	2	1	1	0	-0,01614073
8	0,188561	0	2	1	0	0,11223768
9	-0,003709	1	0	0	1	-0,00756131
10	0,005137	0	1	0	1	0,01742965
11	0,020945	1	1	0	1	0,03622223
12	0,004743	2	1	0	1	0,00418101
13	-0,007234	2	0	1	1	-0,0062189
14	0,004384	1	1	1	1	0,00627187
15	-0,026940	0	2	1	1	-0,06414299
16	0,055808	3	0	1	0	0,0061134
17	0,016189	0	3	1	0	0,0081737
18	0,003181	1	3	1	0	0,00081859
19	0,015896	0	0	2	0	0,01087856
20	0,047173	1	0	2	0	0,01645471
21	0,019628	3	0	2	0	0,00177873
22	-0,050278	0	1	2	0	-0,02918675
23	-0,030055	3	1	2	0	-0,00231029
24	0,041712	2	2	2	0	0,00533605
25	-0,039772	0	3	2	0	-0,01661233
26	-0,003500	0	6	2	0	-0,00089231
27	-0,010685	3	0	0	1	-0,0056597
28	0,001109	3	3	0	1	0,00035852
29	-0,000314	0	6	0	1	-0,00046774
30	0,003599	3	0	1	1	0,00157676
31	-0,001421	0	6	1	1	-0,00175184
32	-0,003836	1	0	2	1	-0,00535277
33	0,012680	0	2	2	1	0,02497572
34	-0,003183	2	3	2	1	-0,00138149
35	0,003343	0	6	2	1	0,00340858
36	-0,001835	1	1	0	2	-0,01269321
37	0,000112	3	2	0	2	0,00017142
38	-0,000030	3	6	0	2	-2,3458E-05
39	0,000270	1	0	1	2	0,00181852
40	0,000833	2	0	1	2	0,00286321
41	0,001553	0	2	1	2	0,01479358
42	0,000303	0	6	1	2	0,0014924
43	-0,000184	0	0	2	2	-0,00201804
44	-0,000425	0	3	2	2	-0,00284294
45	0,000087	3	3	2	2	7,6923E-05
46	-0,000466	0	6	2	2	-0,00190034
47	0,000055	1	6	2	2	0,00011522
					KQ (Rn 2e6)	0,02770969
					KQ (Rn) =	0,02501496

Tabla D.5: Resultados KQ caso B

- Coeficiente KT:

N	C	J	P/D	AE/AO	Z	KT
1	0,008805	0	0	0	0	0,0088050
2	-0,204554	1	0	0	0	-0,1042611
3	0,166351	0	1	0	0	0,1411068
4	0,158114	0	2	0	0	0,1137668
5	-0,147581	2	0	1	0	-0,0317176
6	-0,481497	1	1	1	0	-0,1722155
7	0,415437	0	2	1	0	0,2472817
8	0,014404	0	0	0	1	0,0576172
9	-0,053005	2	0	0	1	-0,0550819
10	0,014348	0	1	0	1	0,0486830
11	0,060683	1	1	0	1	0,1049448
12	-0,012589	0	0	1	1	-0,0416588
13	0,010969	1	0	1	1	0,0185003
14	-0,133698	0	3	0	0	-0,0816005
15	0,006384	0	6	0	0	0,0023781
16	-0,001327	2	6	0	0	-0,0001284
17	0,168496	3	0	1	0	0,0184576
18	-0,050721	0	0	2	0	-0,0347116
19	0,085456	2	0	2	0	0,0151934
20	-0,050448	3	0	2	0	-0,0045716
21	0,010465	1	6	2	0	0,0013598
22	-0,006483	2	6	2	0	-0,0004293
23	-0,008417	0	3	0	1	-0,0205494
24	0,016842	1	3	0	1	0,0209578
25	-0,001023	3	3	0	1	-0,0003307
26	-0,031779	0	3	1	1	-0,0641817
27	0,018604	1	0	2	1	0,0259576
28	-0,004108	0	2	2	1	-0,0080913
29	-0,000607	0	0	0	2	-0,0097096
30	-0,004982	1	0	0	2	-0,0406284
31	0,002598	2	0	0	2	0,0108004
32	-0,000561	3	0	0	2	-0,0011876
33	-0,001637	1	2	0	2	-0,0096029
34	-0,000329	1	6	0	2	-0,0009988
35	0,000117	2	6	0	2	0,0001804
36	0,000691	0	0	1	2	0,0091449
37	0,004217	0	3	1	2	0,0340709
38	0,000057	3	6	1	2	0,0000369
39	-0,001466	0	3	2	2	-0,0097949
						KT (Rn 2e6)
						0,1877918
						KT (Rn)
						0,190348215

Tabla D.6: Resultados KT caso B

Caso C:

- Datos hélice:

AE/AO	0,914
Z	5
D	1,2 m
P/D	0,848
n	667,8 rpm
Rn	1,78E+10
C _{0.75}	0,6356 m
V _{0.75}	32,4 m/s
J	0,510
K _T	0,1905
K _Q	0,0261
T	50,1 KN
Q	8,2 KN·m

Tabla D.7: Datos hélice caso C

- Coeficiente KQ:

N	C	J	P/D	AE/AO	Z	KQ
1	0,003794	0	0	0	0	0,00379368
2	0,008865	2	0	0	0	0,00230313
3	-0,032241	1	1	0	0	-0,01436334
4	0,003448	0	2	0	0	0,00263393
5	-0,040881	0	1	1	0	-0,02644113
6	-0,108009	1	1	1	0	-0,0356067
7	-0,088538	2	1	1	0	-0,01487703
8	0,188561	0	2	1	0	0,10659628
9	-0,003709	1	0	0	1	-0,00567098
10	0,005137	0	1	0	1	0,01346977
11	0,020945	1	1	0	1	0,02799281
12	0,004743	2	1	0	1	0,00323112
13	-0,007234	2	0	1	1	-0,00417213
14	0,004384	1	1	1	1	0,00433562
15	-0,026940	0	2	1	1	-0,04568923
16	0,055808	3	0	1	0	0,00546847
17	0,016189	0	3	1	0	0,00799893
18	0,003181	1	3	1	0	0,00080109
19	0,015896	0	0	2	0	0,00870437
20	0,047173	1	0	2	0	0,01316608
21	0,019628	3	0	2	0	0,00142323
22	-0,050278	0	1	2	0	-0,02406368
23	-0,030055	3	1	2	0	-0,00190477
24	0,041712	2	2	2	0	0,00453322
25	-0,039772	0	3	2	0	-0,01454211
26	-0,003500	0	6	2	0	-0,00085456
27	-0,010685	3	0	0	1	-0,00424478
28	0,001109	3	3	0	1	0,00029417
29	-0,000314	0	6	0	1	-0,00041988
30	0,003599	3	0	1	1	0,00105782
31	-0,001421	0	6	1	1	-0,0014067
32	-0,003836	1	0	2	1	-0,00321222
33	0,012680	0	2	2	1	0,0159135
34	-0,003183	2	3	2	1	-0,00090699
35	0,003343	0	6	2	1	0,00244828
36	-0,001835	1	1	0	2	-0,00735706
37	0,000112	3	2	0	2	0,00010238
38	-0,000030	3	6	0	2	-1,5793E-05
39	0,000270	1	0	1	2	0,000915
40	0,000833	2	0	1	2	0,00144065
41	0,001553	0	2	1	2	0,00790313
42	0,000303	0	6	1	2	0,00089878
43	-0,000184	0	0	2	2	-0,00090828
44	-0,000425	0	3	2	2	-0,00139987
45	0,000087	3	3	2	2	3,7877E-05
46	-0,000466	0	6	2	2	-0,00102372
47	0,000055	1	6	2	2	6,2068E-05
					KQ (Rn 2e6)	0,02844445
					KQ (Rn) =	0,02606235

Tabla D.8: Resultados KQ caso C

- Coeficiente KT:

N	C	J	P/D	AE/AO	Z	KT
1	0,008805	0	0	0	0	0,0088050
2	-0,204554	1	0	0	0	-0,1042611
3	0,166351	0	1	0	0	0,1453979
4	0,158114	0	2	0	0	0,1207913
5	-0,147581	2	0	1	0	-0,0283716
6	-0,481497	1	1	1	0	-0,1587323
7	0,415437	0	2	1	0	0,2348526
8	0,014404	0	0	0	1	0,0432129
9	-0,053005	2	0	0	1	-0,0413114
10	0,014348	0	1	0	1	0,0376226
11	0,060683	1	1	0	1	0,0811022
12	-0,012589	0	0	1	1	-0,0279480
13	0,010969	1	0	1	1	0,0124115
14	-0,133698	0	3	0	0	-0,0892736
15	0,006384	0	6	0	0	0,0028464
16	-0,001327	2	6	0	0	-0,0001537
17	0,168496	3	0	1	0	0,0165104
18	-0,050721	0	0	2	0	-0,0277742
19	0,085456	2	0	2	0	0,0121568
20	-0,050448	3	0	2	0	-0,0036579
21	0,010465	1	6	2	0	0,0013023
22	-0,006483	2	6	2	0	-0,0004112
23	-0,008417	0	3	0	1	-0,0168613
24	0,016842	1	3	0	1	0,0171964
25	-0,001023	3	3	0	1	-0,0002713
26	-0,031779	0	3	1	1	-0,0471070
27	0,018604	1	0	2	1	0,0155773
28	-0,004108	0	2	2	1	-0,0051554
29	-0,000607	0	0	0	2	-0,0054616
30	-0,004982	1	0	0	2	-0,0228535
31	0,002598	2	0	0	2	0,0060752
32	-0,000561	3	0	0	2	-0,0006680
33	-0,001637	1	2	0	2	-0,0057351
34	-0,000329	1	6	0	2	-0,0006725
35	0,000117	2	6	0	2	0,0001215
36	0,000691	0	0	1	2	0,0046013
37	0,004217	0	3	1	2	0,0187551
38	0,000057	3	6	1	2	0,0000222
39	-0,001466	0	3	2	2	-0,0048230
					KT (Rn 2e6)	0,1878569
					KT (Rn)	0,190348189

Tabla D.9: Resultados KT caso C

Anexo E: Rendimiento propulsivo

En este anexo se explicará el proceso de obtención del rendimiento propulsivo y la diferencia entre este y el rendimiento cuasi-propulsivo.

El rendimiento cuasi propulsivo es aquel rendimiento que solo tiene en cuenta las pérdidas provocadas por cuestiones hidrodinámicas y, por tanto, independiente del tipo de maquinaria propulsora. Estas pérdidas hidrodinámicas consisten en la capacidad de la hélice de transformar la potencia mecánica del motor en potencia de empuje. Por tanto, el rendimiento cuasi propulsivo se define como:

$$\eta_D = \frac{EHP}{DHP} = \frac{Rt \cdot V}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q} = \frac{Rt \cdot V}{T \cdot Va} \cdot \frac{T \cdot Va}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q}$$

$$\eta_D = \frac{Rt \cdot V}{T \cdot Va} \cdot \frac{T \cdot Va}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q_o} \cdot \frac{Q_o}{Q}$$

Donde $EHP = \text{Effective Horse Power} - \text{Potencia efectiva}$

$DHP = \text{Delivered Horese Power} - \text{Potencia entregada a la hélice}$

$Rt = \text{Resistencia total [N]}$

$V = \text{Velocidad del buque [m/s]}$

$Va = \text{Velocidad de avance de la hélice} \left[\frac{m}{s} \right]$

$T = \text{Empuje [N]}$

$n = \text{Revoluciones hélice} \left[\frac{m}{s} \right]$

$Q = \text{Par absorbido por la hélice [N]}$

$Q_o = \text{Par absorbido en ensayo aguas libres [N]}$

A partir de la fórmula del coeficiente de succión (t) y de estela (w), se pueden obtener dos relaciones que nos ayudaran a simplificar la ecuación anterior:

Coeficiente de succión: $\frac{R}{T} = 1 - t$

Coeficiente de estela: $\frac{V}{Va} = \frac{1}{1-w}$

$$\eta_D = \frac{1-t}{1-w} \cdot \frac{T \cdot Va}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q_o} \cdot \frac{Q_o}{Q}$$

Del ensayo de aguas libres sabemos que el rendimiento en dicho ensayo es:

$$\eta_o = \frac{T \cdot Va}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q_o}$$

Y el rendimiento rotativo-relativo se puede expresar como:

$$\eta_{rr} = \frac{Q_o}{Q}$$

Donde $Q_o = \text{Par absorbido en aguas libres}$

$Q = \text{Par absorbido por la hélice}$

Finalmente, el rendimiento cuasi-propulsivo se puede simplificar en la siguiente ecuación:

$$\eta_D = \eta_h \cdot \eta_o \cdot \eta_{rr}$$

Donde $\eta_h = \text{Rendimiento del casco}$

$\eta_o = \text{Rendimiento en aguas libres}$

$\eta_{rr} = \text{Rendimiento rotativo – relativo}$

La principal diferencia entre el rendimiento cuasi-propulsivo y el rendimiento propulsivo, es que este segundo tiene en cuenta los efectos de pérdida de potencia producidos por la línea de ejes, acoples, apoyos y reductoras, en caso de disponer de ellas y por tanto el rendimiento propulsivo se calcula de esta manera:

$$\eta_p = \eta_D \cdot \eta_m$$

Donde $\eta_D = \text{Rendimiento cuasi – propulsivo}$

$\eta_m = \text{Rendimiento mecánico}$

Anexo F: Análisis dimensional

En este anexo se explicará cómo se realiza el proceso de aplicación del análisis dimensional mediante el Teorema de π de Vaschy-Buckham en las variables que conciernen las características del propulsor que son el empuje y el par. Como los resultados aplicando el teorema a las dos variables son prácticamente idénticos, este solo se aplicará para el empuje.

El empuje y el par son dos variables que dependen de cuatro aspectos principales:

- Las dimensiones geométricas, es decir, el diámetro.
- Las características del fluido incidente a la hélice, donde tomaremos como variables la viscosidad cinemática, ν y la densidad, ρ
- Las características del movimiento que en este caso serán la velocidad de avance Va y la velocidad de rotación, w
- El campo gravitatorio, g y del campo de presiones, p .

De esta manera obtendremos que el empuje quedará definido en función de todas las variables comentadas anteriormente, donde F es una función desconocida que se puede sustituir por otra equivalente de variables adimensionales

$$T = F(D, \nu, \rho, Va, w, g, p)$$

$$\pi_1 = F(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \dots) \quad (1)$$

$$\pi_i = T^a \cdot D^b \cdot \nu^c \cdot \rho^d \cdot Va^e \cdot w^f \cdot g^g \cdot p^h$$

Donde esto se cumplirá siempre y cuando $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots$ formen un conjunto completo, es decir, un conjunto adimensional.

Suponiendo, las dimensiones de las variables que forman parte del estudio son:

- $T = M \cdot L \cdot T^{-2}$
- $D = L$
- $\nu = L^2 \cdot T^{-1}$
- $\rho = M \cdot L^{-3}$
- $Va = L \cdot T^{-1}$
- $w = T^{-1}$
- $g = L \cdot T^{-2}$
- $p = M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2}$

Que sustituyendo estos valores en la ecuación (1) obtenemos el siguiente resultado:

$$\pi i = M^{(a+d+h)} \cdot L^{(a+b+2c-3d+e+g-h)} \cdot T^{(-2a-c-e-f-2g-2e)}$$

Donde para que sea adimensional debe cumplirse que los tres exponentes de las dimensiones de las variables sean nulos:

$$\pi i = M^A \cdot L^B \cdot T^C$$

Que equivale a

$$\begin{aligned} a + d + h &= 0 \\ a + b + 2c - 3d + e + g - h &= 0 \\ -2 - c - e - f - 2g - 2e &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

El sistema de ecuaciones anterior tiene infinitas soluciones, pero al ser el número de variables 8 y el rango de la matriz de los coeficientes igual a 3, existen 5 soluciones ($n = 8 - 3$) linealmente independientes.

$$\pi 1 = F(\pi 2, \pi 3, \pi 4, \pi 5)$$

Reescribiendo el sistema de ecuaciones (2):

$$\begin{aligned} b - 3c + 2e &= -a - d - g - h \\ c &= -a - h \\ e &= -2a - e - f - 2g - 2h \end{aligned}$$

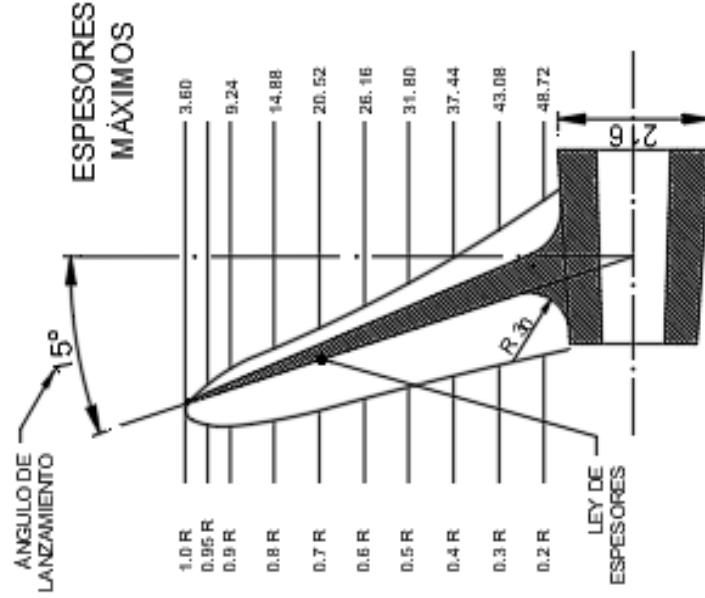
Dando valores a "a,d,g,f,h" obtendremos sistemas de ecuaciones 3x3 que podremos ir resolviendo. La forma de asegurarse de que las soluciones que vayamos encontrando sean linealmente independientes es que en cada una de ellas vaya entrando una variable que no entre en las demás. Entonces obtendremos la siguiente solución

a	1	a	0	a	0	a	0	a	0
d	0	d	1	d	0	d	0	d	0
g	0	g	0	g	1	g	0	g	0
f	0	f	0	f	0	f	1	f	0
h	0	h	0	h	0	h	0	h	1
b	-2	b	-1	b	1	b	1	b	0
c	-1	c	0	c	0	c	0	c	-1
e	-2	e	-1	e	-2	e	-1	e	-2

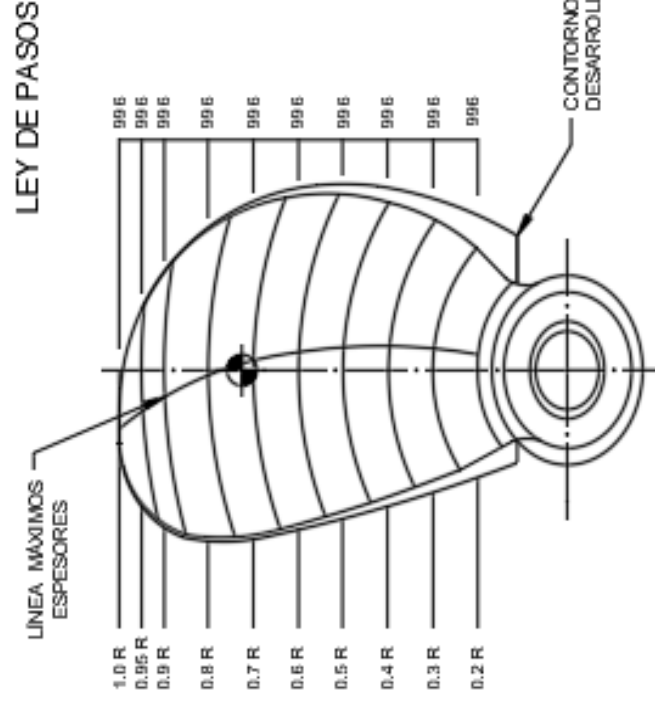
Estas soluciones corresponden a las siguientes variables:

- Coeficiente de empuje: $KT = 2\pi \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot Va^2}$
- Número de Reynolds: $Rn = \frac{1}{\pi^2} = \frac{Va \cdot D}{\nu}$
- Número de Froude: $Fn = \frac{1}{\sqrt{\pi^3}} = \frac{Va}{\sqrt{g \cdot D}}$
- Grado de avance: $J = \frac{2 \cdot \pi}{\pi^4} = \frac{Va}{n \cdot D}$
- Coeficiente de presión: $Cp = \pi^5 = \frac{p}{\rho \cdot Va^2}$

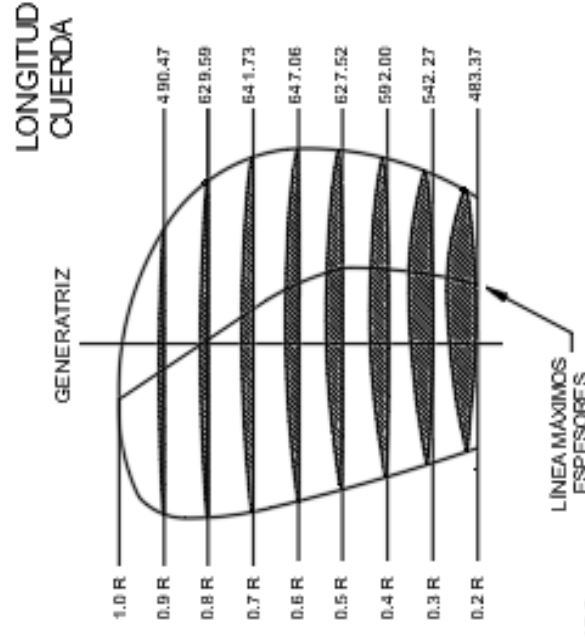
PROYECCIÓN LATERAL



PROYECCIÓN FRONTAL



SECCIONES EXPANDIDAS



DATOS HÉLICE	
HÉLICE	SERIE B
NÚMERO DE PALAS	3
DIÁMETRO	1200 mm
RELACION AD/AO	0,73
PASO	996 mm
LANZAMIENTO	15º
MATERIAL	ACERO INOXIDABLE MARTENSÍTICO (13%CR)
POTENCIA NECESARIA	719,25 Kw
VOLUMEN PALA	6,23 dm ³
PESO PALA	48,31 Kg
POSICIÓN CENTROIDE	164,4 mm
INERCIA	4 898,231 043 g·mm ²

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
CREADO	10/06/2018	Cristián C.	
APROBADO	10/06/2018	Yebra D.	
ESCALA	HORA		
S/N	1		1A654F7HJ 10/06/2018

Universitat Politècnica
CatalunyaPlano Hélice Viudes 45

Anexo H: Motor Wärtsilä 4L20

En este anexo se ofrecerá con más detalle las especificaciones del motor seleccionado para nuestro sistema propulsivo. Es importante recalcar que el buque cuenta con un doble sistema propulsivo, por tanto, la sala de máquinas contará de dos unidades Wärtsilä 4L20.

Especificaciones Wärtsilä 4L20:



Main technical data

Wärtsilä 20	IMO Tier II or III
Cylinder bore	200 mm
Piston stroke	280 mm
Cylinder output	185/200/220 kW/cyl
Speed	900/1000/1200 rpm
Mean effective pressure	28/27.3/25 bar
Piston speed	8.4/9.3/11.2 m/s
Fuel specification:	Fuel oil
	700 cSt/50°C 7200 sR1/100°F
	ISO 8217, category ISO-F-RMK 700
	SFOC 190 g/kWh at ISO condition

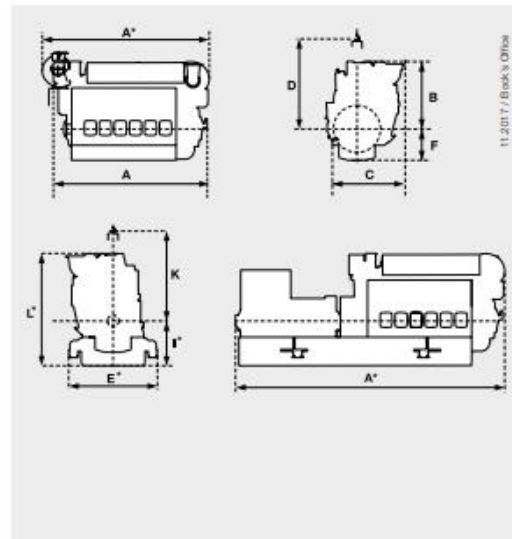
Rated power

Engine type	kW/900 rpm	kW/1000 rpm	kW/1200 rpm
4L20	740	800	—
6L20	1 110	1 200	1 320
8L20	1 480	1 600	1 760
9L20	1 665	1 800	1 980

Dimensions (mm) and weights (tonnes)

Engine type	A*	A	B*	B	C*	C	D	F	Weight
4L20	—	2 510	—	1 348	—	1 483	1 800	725	7.2
6L20	3 254	3 108	1 528	1 348	1 580	1 579	1 800	624	9.3
8L20	3 973	3 783	1 614	1 465	1 756	1 713	1 800	624	11.0
9L20	4 261	4 076	1 614	1 449	1 756	1 713	1 800	624	11.6

*Turbocharger at flywheel end.



Operational features

The Wärtsilä 20 is able to operate on different fuels, from the lowest viscosity of 1.8 cSt up to 730 cSt HFO (at 50 °C). The engine is also able to use low sulphur fuel oils (<0.1% S) set as standard by emission control area authorities.

Environmental compliance

The Wärtsilä 20 engine is fully compliant with the IMO Tier II exhaust emission regulations set out in Annex VI of the MARPOL 73/78 convention. The engine can also be equipped with an SCR catalyst, such as the Wärtsilä NOR (nitrogen oxide reducer), which can reduce NO_x emissions by up to 95%. This means that, already today, the machinery can be IMO Tier III compliant.

Low lifecycle costs

Because the Wärtsilä 20 was originally designed to operate reliably on the poorest quality heavy fuel oil, it is exceptionally reliable when powered by light diesel oils. The engine's maintenance friendly design provides overhaul intervals of up to 24,000 running hours, while the variable inlet valve closing system, which is a standard feature, enables excellent fuel economy, especially at low engine loads. Since its launch in 1992, more than 6,000 Wärtsilä 20 engines have been installed globally.

www.wartsila.com

WÄRTSILÄ® is a registered trademark. Copyright © 2017 Wärtsilä Corporation. Specifications are subject to change without prior notice.



Plano Wärtsilä 4L20:

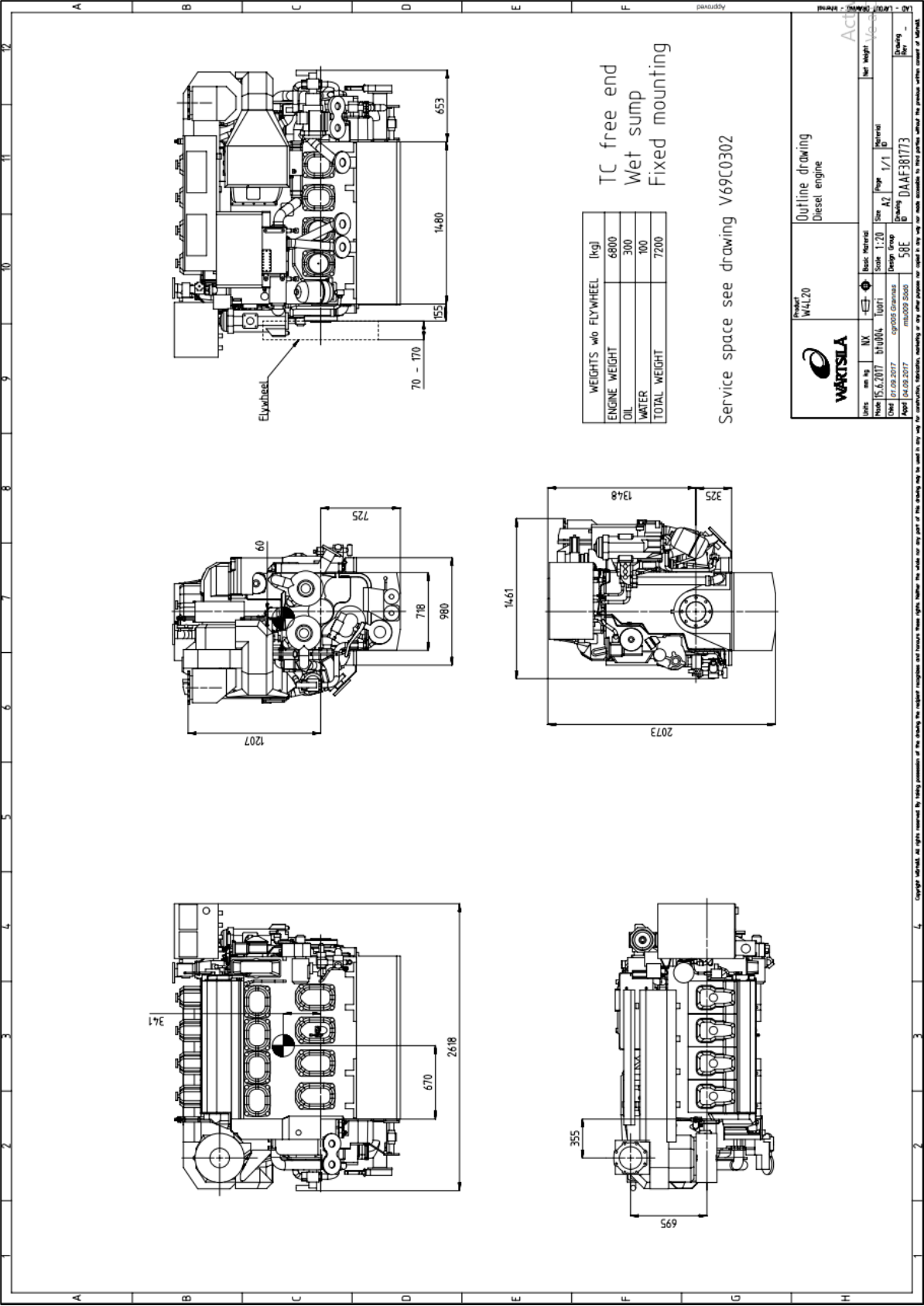


Ilustración H.1: Plano Wärtsilä 4L20

